











3. Смещение исходного контура:

у шестерни –  $x_4 m = 0,48 \cdot 3 = 1,44$  мм;

у колеса –  $x_5 m = 0,15 \cdot 3 = 0,45$  мм.

4. Определим радиусы основных окружностей:

$$r_{b4} = r_4 \cdot \cos(\alpha) = 21 \cdot \cos(20^\circ) = 19,73 \text{ мм};$$

$$r_{b5} = r_5 \cdot \cos(\alpha) = 37,5 \cdot \cos(20^\circ) = 35,24 \text{ мм}.$$

5. Определим угол зацепления зубчатой передачи:

$$\begin{aligned} \text{inv}(\alpha_w) &= \frac{2 \cdot (x_4 + x_5) \cdot \tan(\alpha)}{z_4 + z_5} + \text{inv}(\alpha) = \\ &= \frac{2 \cdot (0,48 + 0,15) \cdot \tan(20^\circ)}{14 + 25} + \text{inv}(20^\circ) = 0,0267. \end{aligned}$$

Используя таблицы инвалютов, находим угол зацепления:  $\alpha_w = 24,09^\circ$ .

6. Определим радиусы начальных окружностей шестерни и колеса:

$$r_{w4} = r_4 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 21 \cdot \frac{\cos(20^\circ)}{\cos(24,09^\circ)} = 21,62 \text{ мм};$$

$$r_{w5} = r_5 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 37,5 \cdot \frac{\cos(20^\circ)}{\cos(24,09^\circ)} = 38,60 \text{ мм}.$$

7. Определим делительное межосевое расстояние:

$$a = m \cdot \frac{z_4 + z_5}{2} = 3 \cdot \frac{14 + 25}{2} = 58,5 \text{ мм}.$$

8. Определим межосевое расстояние:

$$a_w = m \cdot \frac{z_4 + z_5}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 3 \cdot \frac{14 + 25}{2} \cdot \frac{\cos(20^\circ)}{\cos(24,09^\circ)} = 60,22 \text{ мм}.$$

9. Определим коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{60,22 - 58,5}{3} = 0,57 \text{ мм}.$$

10. Определим коэффициент суммы смещения:

$$\sum x = x_4 + x_5 = 0,48 + 0,15 = 0,63 \text{ мм}.$$

11. Определим коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = \sum x - y = 0,63 - 0,57 = 0,06 \text{ мм}.$$

12. Высота делительной ножки зуба (высота головки):

$$h_{a4} = m \cdot (f_a^* + x_4 - \Delta y) = 3 \cdot (1 + 0,48 - 0,06) = 4,27 \text{ мм};$$

$$h_{a5} = m \cdot (f_a^* + x_5 - \Delta y) = 3 \cdot (1 + 0,15 - 0,06) = 3,28 \text{ мм}.$$

|              |              |              |              |              |      |
|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|------|
| Инв. № подл. | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Лист |
|              |              |              |              |              |      |
| Ли           | Изм.         | № докум.     | Подп.        | Дат          |      |

13. Высота делительной ножки зуба (высота ножки):

$$h_{f4} = m \cdot (f_a^* + c^* - x_4) = 3 \cdot (1 + 0,25 - 0,48) = 2,31 \text{ мм};$$

$$h_{f5} = m \cdot (f_a^* + c^* - x_5) = 3 \cdot (1 + 0,25 - 0,15) = 3,30 \text{ мм}.$$

14. Определим радиусы вершин зубьев шестерни и колеса:

$$r_{a4} = r_4 + h_{a4} = 21 + 4,27 = 25,27 \text{ мм};$$

$$r_{a5} = r_5 + h_{a5} = 37,5 + 3,28 = 40,78 \text{ мм}.$$

15. Окружной делительный шаг:

$$p = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 3 = 9,42 \text{ мм}.$$

16. Толщина зуба по делительной окружностям шестерни и колеса:

$$s_4 = m \cdot \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_4 \cdot \tan(\alpha) \right) = 3 \cdot \left( \frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,48 \cdot \tan(20^\circ) \right) = 5,76 \text{ мм};$$

$$s_5 = m \cdot \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_5 \cdot \tan(\alpha) \right) = 3 \cdot \left( \frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,15 \cdot \tan(20^\circ) \right) = 5,04 \text{ мм}.$$

17. Углы профиля в точке на окружности вершин:

$$\alpha_{a4} = \arccos \left( \frac{r_{b4}}{r_{a4}} \right) = \arccos \left( \frac{19,73}{25,27} \right) = 38,65^\circ;$$

$$\alpha_{a5} = \arccos \left( \frac{r_{b5}}{r_{a5}} \right) = \arccos \left( \frac{35,24}{40,78} \right) = 30,21^\circ.$$

18. Окружная толщина зуба на окружности вершин:

$$\begin{aligned} s_{a4} &= 2 \cdot r_{a4} \cdot \left[ \frac{s_4}{2 \cdot r_4} + \text{inv}(\alpha) - \text{inv}(\alpha_{a4}) \right] = \\ &= 2 \cdot 25,27 \cdot \left[ \frac{5,76}{2 \cdot 21} + \text{inv}(20^\circ) - \text{inv}(38,65^\circ) \right] = 1,36 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} s_{a5} &= 2 \cdot r_{a5} \cdot \left[ \frac{s_5}{2 \cdot r_5} + \text{inv}(\alpha) - \text{inv}(\alpha_{a5}) \right] = \\ &= 2 \cdot 40,78 \cdot \left[ \frac{5,04}{2 \cdot 37,5} + \text{inv}(20^\circ) - \text{inv}(30,21^\circ) \right] = 2,21 \text{ мм}. \end{aligned}$$

19. Коэффициенты толщины зубьев по окружности вершин:

$$s_{a4}^* = \frac{s_{a4}}{m} = \frac{1,36}{3} = 0,45;$$

$$s_{a5}^* = \frac{s_{a5}}{m} = \frac{2,21}{3} = 0,74.$$

20. Определим радиусы окружностей впадин:

$$r_{f4} = r_4 - h_{f4} = 21 - 2,31 = 18,69 \text{ мм};$$

$$r_{f5} = r_5 - h_{f5} = 37,5 - 3,30 = 34,20 \text{ мм}.$$

|              |              |              |              |              |      |
|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|------|
| Инв. № подл. | Подп. и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дата | Лист |
|              |              |              |              |              |      |
| Инв. № подл. | Подп. и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дата | Лист |
| Ли           | Изм.         | № докум.     | Подп.        | Дат          | 7    |

21. Вычисляем коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_a = \frac{z_1 \cdot [\tan(\alpha_{a1}) - \tan(\alpha_w)] + z_2 \cdot [\tan(\alpha_{a2}) - \tan(\alpha_w)]}{2 \cdot \pi} =$$

$$= \frac{14 \cdot [\tan(38,65^\circ) - \tan(24,09^\circ)] + 25 \cdot [\tan(30,21^\circ) - \tan(24,09^\circ)]}{2 \cdot 3,14} = 1,323.$$

### 1.3 Построение зацепления.

Для построения эвольвентного зацепления выбираем масштабный коэффициент длин и переведем все геометрические параметры зубчатых колес в этот коэффициент: М10:1.

Переводим все значения через масштабный коэффициент длин  $\mu_l$  и результаты заносим в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Размеры зацепления в масштабе, мм

| Параметр зацепления               | $r_4$ | $r_{w4}$ | $r_{b4}$ | $r_{f4}$ | $r_{a4}$ | $s_4$ | $s_{a4}$ |
|-----------------------------------|-------|----------|----------|----------|----------|-------|----------|
| Величина параметра, м             | 21,00 | 21,62    | 19,73    | 18,69    | 25,27    | 5,76  | 1,36     |
| Величина параметра в масштабе, мм | 210,0 | 216,2    | 197,3    | 186,9    | 252,7    | 57,6  | 13,6     |

Продолжение таблицы 3.1

| Параметр зацепления               | $a_w$ | $r_5$ | $r_{w5}$ | $r_{b5}$ | $r_{f5}$ | $r_{a5}$ | $s_5$ | $s_{a5}$ |
|-----------------------------------|-------|-------|----------|----------|----------|----------|-------|----------|
| Величина параметра, м             | 60,22 | 37,50 | 38,60    | 35,24    | 34,20    | 40,78    | 5,04  | 2,21     |
| Величина параметра в масштабе, мм | 602,2 | 375,0 | 386,0    | 352,4    | 342,0    | 407,8    | 50,4  | 22,1     |

По вычисленным параметрам проектируем зубчатую передачу строим следующим образом:

1. Откладываем межосевое расстояние  $a_w$  и проводим окружности: начальные  $r_{w4}$ ,  $r_{w5}$ ; делительные  $r_4$ ,  $r_5$  и основные  $r_{b4}$ ,  $r_{b5}$ ; окружности вершин  $r_{a4}$ ,  $r_{a5}$  и впадин  $r_{f4}$ ,  $r_{f5}$ . Начальные окружности должны касаться в полюсе зацепления. Расстояние между делительными окружностями по осевой линии равно воспринимаемому смещению  $u$ . Расстояние между окружностями вершин одного колеса и впадин другого, измеренное по осевой линии, должно быть равно радиальному зазору  $s^*m$ .

Инв. № подл. Подп. и дата. Инв. № дубл. Взам. инв. №. Подп. и дата.

2. Через полюс зацепления касательно к основным окружностям колес проводим линию зацепления. Точки касания  $N_4$  и  $N_5$  называются предельными точками линии зацепления. Линия зацепления образует с перпендикуляром, восстановленным к осевой линии в полюсе, угол зацепления. Буквами  $a$  и  $b$  отмечена активная линия зацепления.

3. Профили зубьев шестерни переносятся на чертеж проектируемой передачи со схемы станочного зацепления с помощью шаблона; эвольвентную часть профиля зуба колеса строим обычным образом, как траекторию точки прямой при перекачивании ее по основной окружности колеса без скольжения и переносим в точку контакта зубьев  $P$  на линию зацепления. Переходную часть профиля зуба строим приближенно. У основания зуба делаем закругление. От построенного профиля зуба откладываем толщину зуба по делительной окружности и проводим аналогичный профиль другой стороны зуба.

|             |              |              |              |              |    |      |          |       |     |      |
|-------------|--------------|--------------|--------------|--------------|----|------|----------|-------|-----|------|
| Инв. № подл | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата |    |      |          |       |     | Лист |
|             |              |              |              |              |    |      |          |       |     | 9    |
|             |              |              |              |              | Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат |      |

## 2 Кинематический и силовой анализ рычажного механизма

### 2.1 Структурный анализ

#### 2.1.1 Схема механизма

Заданная схема механизма представлена на рисунке 2.1.

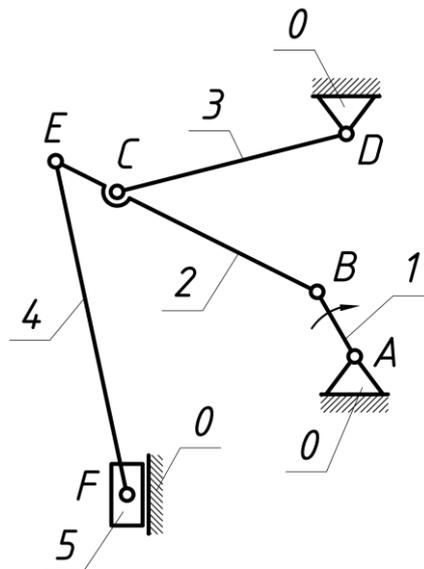


Рисунок 2.1 – Схема механизма

#### 2.1.2 Классификация кинематических пар механизма

В таблице 2.1 представлена классификация кинематических пар заданного механизма.

Таблица 2.1 – Классификация кинематических пар

| № п/п | Номер звеньев, образующих пару | Обозначение | Название       | Подвижность | Высшая /низшая |
|-------|--------------------------------|-------------|----------------|-------------|----------------|
| 1     | 0-1                            | <i>A</i>    | Вращательная   | 1           | Н              |
| 2     | 1-2                            | <i>B</i>    | Вращательная   | 1           | Н              |
| 3     | 2-3                            | <i>C</i>    | Вращательная   | 1           | Н              |
| 4     | 0-3                            | <i>D</i>    | Вращательная   | 1           | Н              |
| 5     | 2-4                            | <i>E</i>    | Вращательная   | 1           | Н              |
| 6     | 4-5                            | <i>F</i>    | Вращательная   | 1           | Н              |
| 7     | 0-5                            | <i>F</i>    | Поступательная | 1           | Н              |

Подп. и дата  
 Взам. инв. №  
 Инв. № дубл.  
 Подп. и дата  
 Инв. № подл.

|    |      |          |       |     |
|----|------|----------|-------|-----|
| Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат |
|----|------|----------|-------|-----|

Исследуемый механизм состоит только из одноподвижных кинематических пар, поэтому  $p_1 = 7$  – число одноподвижных кинематических пар в механизме,  $p = 7$  – общее число кинематических пар в механизме.

### 2.1.3 Классификация звеньев механизма

Классификация звеньев механизма представлена в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Классификация звеньев

| № п/п | Номер звена | Название  | Движение       |
|-------|-------------|-----------|----------------|
| 1     | 0           | Стойка    | Отсутствует    |
| 2     | 1           | Кривошип  | Вращательное   |
| 3     | 2           | Шатун     | Сложное        |
| 4     | 3           | Коромысло | Качательное    |
| 5     | 4           | Шатун     | Сложное        |
| 6     | 5           | Ползун    | Поступательное |

### 2.1.4 Определяем подвижность сложного механизма

Формулы для определения подвижности механизма:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2,$$

где  $W$  – подвижность механизма;

$n$  – число подвижных звеньев механизма;

$p_i$  – число кинематических пар  $i$ -той подвижности.

Подставив данные, полученные выше ( $n = 5$ ,  $p_1 = 7$ ,  $p_2 = 0$ ), найдем подвижность этого сложного механизма:

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

### 2.1.5 Проводим классификацию структурных групп

Классификация структурных групп представлена в таблице 2.3 и на рисунке 2.2.

|              |              |              |              |              |  |  |  |  |  |      |
|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--|--|--|--|--|------|
| Инв. № подл. | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата |  |  |  |  |  | Лист |
|              |              |              |              |              |  |  |  |  |  | 11   |
| Ли           | Изм.         | № докум.     | Подп.        | Дат          |  |  |  |  |  |      |

Таблица 2.3 - Классификация структурных групп

| № п/п | Номер звеньев, образующих группу | Класс, порядок, вид      |
|-------|----------------------------------|--------------------------|
| 1     | 0-1                              | Механизм I класса        |
| 2     | 2-3                              | II класс 2 порядок 1 вид |
| 3     | 4-5                              | II класс 2 порядок 2 вид |

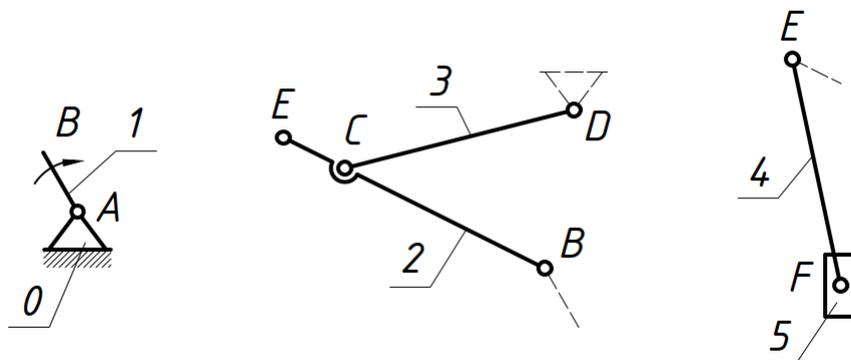


Рисунок 2.2 – Структурные группы механизма

### 2.1.6 Определяем класс сложного механизма

Механизм относится ко II классу.

### 2.2 План положений механизма

План положений механизма – это графическое изображение взаимного расположения звеньев механизма за рассматриваемый промежуток времени, выполненное в определенном масштабном коэффициенте.

Построение плана положения начинают с изображения элементов стойки, т.е. шарнирно-неподвижных опор и направляющих. Далее последовательно изображают ведущие звенья в заданных положениях и структурные группы звеньев. Положение подвижных характерных точек определяются с помощью метода засечек.

Для построения кинематической схемы плоского рычажного механизма выберем масштабный коэффициент длин  $\mu_l$ .

|              |              |
|--------------|--------------|
| Ине. № подл. | Подп. и дата |
| Ине. № дубл. | Взам. инв. № |
| Ине. № инв.  | Подп. и дата |
| Ине. № инв.  | Подп. и дата |

|    |      |          |       |     |
|----|------|----------|-------|-----|
| Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат |
|----|------|----------|-------|-----|

Масштабный коэффициент длин:

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{|AB|} = \frac{0,13}{32,5} = 0,004 \text{ м/мм},$$

где  $l_{AB}$  – действительная длина кривошипа, м;

$|AB|$  – произвольно выбранная длина кривошипа на чертеже, мм.

Далее переводим длины оставшихся звеньев в мм через масштабный коэффициент длин, используя формулу:

$$|l_i| = \frac{l_i}{\mu_l},$$

где  $i$  – обозначение звена, для которого вычисляется длина на кинематической схеме.

Результаты заносим в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Приведённые размеры механизма, мм

| $ AB $ | $ BC $ | $ CD $ | $ CE $ | $ EF $ | $ X_D $ | $ Y_D $ | $ X_F $ |
|--------|--------|--------|--------|--------|---------|---------|---------|
| 32,5   | 87,5   | 65     | 22,5   | 123,8  | -35,8   | 78,8    | -85     |

По полученным значениям в выбранном масштабном коэффициенте строим план положений механизма.

### 2.3 Кинематический анализ рычажного механизма

#### 2.3.1 Определение скоростей звеньев механизма

Определим скорость всех обозначенных точек механизма с помощью плана скоростей.

Угловая скорость кривошипа:

$$\omega_1 = \frac{n_1 \cdot \pi}{30} = \frac{187 \cdot 3,14}{30} = 19,58 \text{ рад/с}.$$

Скорость точки  $B$ :

$$V_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = 19,58 \cdot 0,13 = 2,546 \text{ м/с}.$$

Выбираем масштаб скоростей:

$$\mu_V = \frac{V_B}{v_{vb}} = \frac{2,546}{63,7} = 0,04 \text{ м/(с} \cdot \text{мм)}.$$

|              |      |          |       |     |
|--------------|------|----------|-------|-----|
| Ине. № подл. | Изм. | № докум. | Подп. | Дат |
| Ине. инв. №  |      |          |       |     |
| Подп. и дата |      |          |       |     |

|              |      |          |       |     |
|--------------|------|----------|-------|-----|
| Ине. № подл. | Изм. | № докум. | Подп. | Дат |
|--------------|------|----------|-------|-----|

Вектор скорости точки  $B$  представляет собой геометрическую сумму вектора скорости точки  $A$  и скорости относительного вращательного движения точки  $B$  вокруг точки  $A$ :

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}.$$

Скорость точки  $\vec{V}_A$  равна нулю. Скорость  $\vec{V}_{BA}$  перпендикулярна звену  $AB$  и направлена в сторону вращения этого звена. Откладываем отрезок  $p_V b$ .

Скорость точки  $C$ :

$$\begin{cases} \vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB} \\ \vec{V}_C = \vec{V}_D + \vec{V}_{CD} \end{cases} \quad (2.1)$$

Скорость  $\vec{V}_B$  нам известна, вектор скорости  $\vec{V}_{CB}$  направлен перпендикулярно звену  $BC$ . Скорость  $\vec{V}_D$  равна нулю, вектор скорости  $\vec{V}_{CD}$  направлен перпендикулярно звену  $CD$ . Поэтому в уравнении (2.1) 2 неизвестных, для которых мы знаем направление. Решаем его графически. Из точки  $b$  плана скоростей проводим прямую перпендикулярно звену  $BC$ . Из полюса  $p_V$  проводим прямую перпендикулярно звену  $CD$ . Точка пересечения этих прямых даст искомую точку  $c$ .

Скорость точки  $E$  шатуна 2 найдём по теореме подобия:

$$\frac{|be|}{|bc|} = \frac{l_{BE}}{l_{BC}} = \frac{l_{BC} + l_{CE}}{l_{BC}} = 1 + \frac{l_{CE}}{l_{BC}},$$

$$|be| = \left(1 + \frac{l_{CE}}{l_{BC}}\right) \cdot |bc|.$$

Откладываем отрезок  $be$  параллельно отрезку  $bc$  и соединяем точку  $e$  м полюсом  $p_V$ .

Скорость точки  $F$ :

$$\begin{cases} \vec{V}_F = \vec{V}_E + \vec{V}_{FE} \\ \vec{V}_F = \vec{V}_{F_0} + \vec{V}_{FF_0} \end{cases} \quad (2.2)$$

Скорость  $\vec{V}_E$  нам известна, вектор скорости  $\vec{V}_{FE}$  направлен перпендикулярно звену  $EF$ , а вектор скорости  $\vec{V}_{FF_0}$  направлен параллельно направляющим ползуна 5. Поэтому в уравнении (2.2) 2 неизвестных, для которых мы знаем

|              |
|--------------|
| Подп. и дата |
| Взам. инв. № |
| Инв. № дубл. |
| Подп. и дата |
| Инв. № подл. |

|    |      |          |       |     |
|----|------|----------|-------|-----|
| Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат |
|----|------|----------|-------|-----|

направление. Решаем его графически. Из точки  $e$  плана скоростей проводим прямую перпендикулярно звену  $EF$ . Из полюса  $p_V$  проводим прямую параллельно направляющим ползуна 5. Точка пересечения этих прямых даст искомую точку  $f$ .

По теореме подобия найдем скорости центров масс звеньев. Отмечаем точки  $s_2, s_3$  и  $s_4$  на серединах отрезков  $be, p_Vc$  и  $ef$  соответственно и соединяем их с полюсом  $p_V$ .

Замерив длины полученных отрезков, умножаем их на масштабный коэффициент. Получаем значения скоростей точек механизма. Результаты измерений представлены в таблице 2.5. Результаты расчётов представлены в таблице 2.6.

Таблица 2.5 – Результаты измерений

| Положение механизма | Векторы на плане скоростей, мм |      |        |       |        |      |        |          |          |          |
|---------------------|--------------------------------|------|--------|-------|--------|------|--------|----------|----------|----------|
|                     | $p_Vb$                         | $bc$ | $p_Vc$ | $be$  | $p_Ve$ | $ef$ | $p_Vf$ | $p_Vs_2$ | $p_Vs_3$ | $p_Vs_4$ |
| 0                   | 63,7                           | 56,9 | 9,3    | 71,5  | 10,6   | 10,6 | 0,0    | 28,4     | 4,7      | 5,3      |
| 1                   | 63,7                           | 22,3 | 49,6   | 28,0  | 47,1   | 20,0 | 47,6   | 54,2     | 24,8     | 46,3     |
| 2                   | 63,7                           | 1,6  | 63,3   | 2,0   | 63,2   | 34,4 | 59,5   | 63,4     | 31,7     | 58,9     |
| 3                   | 63,7                           | 15,0 | 61,9   | 18,9  | 62,1   | 42,9 | 49,1   | 62,2     | 31,0     | 51,7     |
| 4                   | 63,7                           | 32,5 | 49,9   | 40,9  | 49,3   | 38,1 | 31,3   | 53,2     | 25,0     | 36,6     |
| 5                   | 63,7                           | 50,3 | 30,4   | 63,2  | 30,6   | 21,9 | 20,1   | 38,7     | 15,2     | 23,5     |
| 6                   | 63,7                           | 62,2 | 8,8    | 78,2  | 17,4   | 2,6  | 17,0   | 25,6     | 4,4      | 17,2     |
| 7                   | 63,7                           | 61,4 | 12,3   | 77,2  | 19,1   | 14,8 | 13,3   | 26,9     | 6,2      | 14,7     |
| 8                   | 63,7                           | 43,7 | 34,1   | 54,9  | 32,1   | 32,1 | 0,0    | 42,3     | 17,1     | 16,1     |
| 9                   | 63,7                           | 41,8 | 35,7   | 52,5  | 32,5   | 33,5 | 1,5    | 43,6     | 17,9     | 16,8     |
| 10                  | 63,7                           | 5,4  | 66,7   | 6,8   | 67,5   | 55,9 | 42,1   | 65,6     | 33,4     | 48,8     |
| 11                  | 63,7                           | 76,9 | 95,3   | 96,7  | 110,8  | 57,1 | 107,2  | 76,4     | 47,7     | 105,2    |
| 12                  | 63,7                           | 99,9 | 63,3   | 125,6 | 85,0   | 9,2  | 87,0   | 41,1     | 31,7     | 85,9     |

Зная линейные скорости определим угловые:

$$\omega_2 = \frac{V_{CB}}{l_{BC}}; \omega_3 = \frac{V_C}{l_{CD}}; \omega_3 = \frac{V_{FE}}{l_{EF}}$$

|              |
|--------------|
| Подп. и дата |
| Взам. инв. № |
| Инв. № дубл. |
| Подп. и дата |
| Инв. № подл. |

|    |      |          |       |     |      |
|----|------|----------|-------|-----|------|
| Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат | Лист |
|    |      |          |       |     | 15   |

Для определения направления угловой скорости звена, необходимо на плане скоростей взять вектор относительной скорости звена и мысленно перенести его в ведомую точку звена на плане положений (точку стоящую первой в индексе), а вторую точку, стоящую в индексе условно остановить. Направление вращения звена при этом будет характеризовать направление угловой скорости звена.

Результаты расчёта угловых скоростей представлены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Результаты расчётов скоростей

| Положение механизма | Скорости точек механизма, м/с |          |       |       |          |       |           |           |           | Угловые скорости звеньев, рад/с |            |            |
|---------------------|-------------------------------|----------|-------|-------|----------|-------|-----------|-----------|-----------|---------------------------------|------------|------------|
|                     | $V_B$                         | $V_{CB}$ | $V_C$ | $V_E$ | $V_{FE}$ | $V_F$ | $V_{S_2}$ | $V_{S_3}$ | $V_{S_4}$ | $\omega_2$                      | $\omega_3$ | $\omega_4$ |
| 0                   | 2,546                         | 2,276    | 0,372 | 0,424 | 0,424    | 0,000 | 1,136     | 0,186     | 0,212     | 6,50                            | 1,43       | 0,86       |
| 1                   | 2,546                         | 0,892    | 1,984 | 1,884 | 0,800    | 1,904 | 2,168     | 0,992     | 1,852     | 2,55                            | 7,63       | 1,62       |
| 2                   | 2,546                         | 0,064    | 2,532 | 2,528 | 1,376    | 2,380 | 2,536     | 1,266     | 2,356     | 0,18                            | 9,74       | 2,78       |
| 3                   | 2,546                         | 0,600    | 2,476 | 2,484 | 1,716    | 1,964 | 2,488     | 1,238     | 2,068     | 1,71                            | 9,52       | 3,47       |
| 4                   | 2,546                         | 1,300    | 1,996 | 1,972 | 1,524    | 1,252 | 2,128     | 0,998     | 1,464     | 3,71                            | 7,68       | 3,08       |
| 5                   | 2,546                         | 2,012    | 1,216 | 1,224 | 0,876    | 0,804 | 1,548     | 0,608     | 0,940     | 5,75                            | 4,68       | 1,77       |
| 6                   | 2,546                         | 2,488    | 0,352 | 0,696 | 0,104    | 0,680 | 1,024     | 0,176     | 0,688     | 7,11                            | 1,35       | 0,21       |
| 7                   | 2,546                         | 2,456    | 0,492 | 0,764 | 0,592    | 0,532 | 1,076     | 0,246     | 0,588     | 7,02                            | 1,89       | 1,20       |
| 8                   | 2,546                         | 1,748    | 1,364 | 1,284 | 1,284    | 0,000 | 1,692     | 0,682     | 0,642     | 4,99                            | 5,25       | 2,59       |
| 9                   | 2,546                         | 1,672    | 1,428 | 1,300 | 1,340    | 0,060 | 1,744     | 0,714     | 0,672     | 4,78                            | 5,49       | 2,71       |
| 10                  | 2,546                         | 0,216    | 2,668 | 2,700 | 2,236    | 1,684 | 2,624     | 1,334     | 1,952     | 0,62                            | 10,26      | 4,52       |
| 11                  | 2,546                         | 3,076    | 3,812 | 4,432 | 2,284    | 4,288 | 3,056     | 1,906     | 4,208     | 8,79                            | 14,66      | 4,61       |
| 12                  | 2,546                         | 3,996    | 2,532 | 3,400 | 0,368    | 3,480 | 1,644     | 1,266     | 3,436     | 11,42                           | 9,74       | 0,74       |

### 2.3.2 Определение ускорений звеньев механизма

Порядок построения плана ускорений аналогичен плану скоростей. То есть, построив план ускорений ведущего звена, строим последовательно план ускорений для всех структурных групп Ассур, входящих в состав механизма.

Инв. № подл. Подп. и дата  
 Инв. № инв. № Взам. инв. № Подп. и дата  
 Инв. № подл. Подп. и дата

|    |      |          |       |     |
|----|------|----------|-------|-----|
| Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат |
|----|------|----------|-------|-----|

Ускорение точки  $B$ :

$$a_B = a_{BA}^n = (\omega_1)^2 \cdot l_{AB} = (19,58)^2 \cdot 0,13 = 49,85 \text{ м/с}^2.$$

Вычисляем масштаб ускорений:

$$\mu_a = \frac{a_{BA}}{p_a b} = \frac{49,85}{83,1} = 0,6 \text{ м/(с}^2 \cdot \text{мм)}.$$

Вектор ускорения точки  $B$  представляет собой геометрическую сумму вектора ускорения точки  $A$  и скорости относительного вращательного движения точки  $B$  вокруг точки  $A$ :

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau = \vec{a}_{BA}^n.$$

Ускорения  $\vec{a}_A$  (стойка неподвижна) и  $\vec{a}_{BA}^\tau$  (кривошип движется с постоянной угловой скоростью) равны нулю. Ускорение  $\vec{a}_{BA}^n$  параллельно звену  $AB$  и направлено к центру вращения этого звена. Откладываем отрезок  $p_a b$ .

Ускорение точки  $B$ :

$$\begin{cases} \vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB} = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^\tau \\ \vec{a}_C = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD} = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^n + \vec{a}_{CD}^\tau \end{cases} \quad (2.3)$$

Величина нормальных ускорений:

$$a_{CB}^n = l_{BC} \cdot (\omega_2)^2; b n_2 = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a};$$

$$a_{CD}^n = l_{CD} \cdot (\omega_3)^2; p_a n_3 = \frac{a_{CD}^n}{\mu_a}.$$

Ускорение  $\vec{a}_B$  нам известно, ускорение  $\vec{a}_{CB}^n$  параллельно звену  $BC$  и направлено от точки  $C$  к точке  $B$  (величина известна), а  $\vec{a}_{CB}^\tau$  направлено перпендикулярно звену  $BC$  (величина не известна). Ускорение  $\vec{a}_D$  равно нулю, ускорение  $\vec{a}_{CD}^n$  параллельно звену  $CD$  и направлено от точки  $D$  к точке  $C$  (величина известна), а  $\vec{a}_{CD}^\tau$  направлено перпендикулярно звену  $CD$  (величина не известна). Поэтому в уравнении (2.3) 2 неизвестных, для которых мы знаем направление. Решаем его графически. Из точки  $b$  плана ускорений откладываем отрезок  $b n_2$ , изображающий на плане ускорение  $\vec{a}_{CB}^n$ . Из его конца проводим прямую перпендикулярно звену  $BC$ . Из полюса  $p_a$  откладываем отрезок  $p_a n_3$ , изображающий на плане ускорение  $\vec{a}_{CD}^n$ . Из его конца проводим прямую

|              |
|--------------|
| Подп. и дата |
| Взам. инв. № |
| Инв. № дубл. |
| Подп. и дата |
| Инв. № подл. |

|    |      |          |       |     |
|----|------|----------|-------|-----|
| Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат |
|----|------|----------|-------|-----|

перпендикулярно звену  $CD$ . Точка пересечения этих прямых даст искомую точку  $c$ .

Ускорение точки  $E$  шатуна 2 найдём по теореме подобия:

$$|be| = \left(1 + \frac{l_{CE}}{l_{BC}}\right) \cdot |bc|.$$

Откладываем отрезок  $be$  параллельно отрезку  $bc$  и соединяем точку  $e$  с полюсом  $p_a$ .

Ускорение точки  $F$ :

$$\begin{cases} \vec{a}_F = \vec{a}_E + \vec{a}_{FE} = \vec{a}_E + \vec{a}_{FE}^n + \vec{a}_{FE}^\tau \\ \vec{a}_F = \vec{a}_{F_0} + \vec{a}_{FF_0} \end{cases} \quad (2.4)$$

Величина нормальных ускорений:

$$a_{FE}^n = l_{EF} \cdot (\omega_4)^2; \quad en_4 = \frac{a_{FE}^n}{\mu_a}$$

Ускорение  $\vec{a}_E$  нам известно, ускорение  $\vec{a}_{FE}^n$  параллельно звену  $EF$  и направлено от точки  $F$  к точке  $E$  (величина известна), а  $\vec{a}_{FE}^\tau$  направлено перпендикулярно звену  $EF$  (величина не известна), а вектор ускорения  $\vec{a}_{FF_0}$  направлен параллельно направляющим ползуна 5. Поэтому в уравнении (2.4) 2 неизвестных, для которых мы знаем направление. Решаем его графически. Из точки  $e$  плана ускорений откладываем отрезок  $en_4$ , изображающий на плане ускорение  $\vec{a}_{FE}^n$ . Из его конца проводим прямую перпендикулярно звену  $EF$ . Из полюса  $p_V$  проводим прямую параллельно направляющим ползуна 5. Точка пересечения этих прямых даст искомую точку  $f$ .

По теореме подобия найдем ускорения центров масс звеньев. Отмечаем точки  $s_2$ ,  $s_3$  и  $s_4$  на серединах отрезков  $be$ ,  $p_a c$  и  $ef$  соответственно и соединяем их с полюсом  $p_V$ .

Замерив длины полученных отрезков, умножаем их на масштабный коэффициент. Получаем значения скоростей точек механизма. Результаты измерений представлены в таблице 2.7. Результаты расчётов представлены в таблице 2.8.

|              |              |
|--------------|--------------|
| Инд. № подл. | Подп. и дата |
| Инд. № дубл. |              |
| Взам. инв. № |              |
| Инд. № инв.  |              |
| Подп. и дата |              |
| Инд. № подл. |              |

|    |      |          |       |     |      |
|----|------|----------|-------|-----|------|
| Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат | Лист |
|    |      |          |       |     | 18   |

Таблица 2.7 – Результаты измерений

| Положение механизма | Векторы на плане ускорений, мм |        |        |       |          |        |          |       |
|---------------------|--------------------------------|--------|--------|-------|----------|--------|----------|-------|
|                     | $p_{ab}$                       | $bn_2$ | $n_2c$ | $bc$  | $p_an_3$ | $n_3c$ | $p_{ac}$ | $be$  |
| 0                   | 83,1                           | 24,7   | 110,6  | 113,4 | 0,9      | 148,0  | 148,0    | 142,6 |
| 1                   | 83,1                           | 3,8    | 64,2   | 64,3  | 25,2     | 60,3   | 65,4     | 80,8  |
| 2                   | 83,1                           | 0,0    | 43,2   | 43,2  | 41,1     | 12,5   | 42,9     | 54,3  |
| 3                   | 83,1                           | 1,7    | 41,5   | 41,5  | 39,3     | 17,7   | 43,1     | 52,2  |
| 4                   | 83,1                           | 8,0    | 45,6   | 46,3  | 25,5     | 41,2   | 48,4     | 58,2  |
| 5                   | 83,1                           | 19,3   | 40,1   | 44,5  | 9,5      | 53,3   | 54,1     | 55,9  |
| 6                   | 83,1                           | 29,5   | 16,2   | 33,7  | 0,8      | 51,0   | 53,0     | 42,4  |
| 7                   | 83,1                           | 28,7   | 22,6   | 36,6  | 1,6      | 53,2   | 53,3     | 46,0  |
| 8                   | 83,1                           | 14,6   | 74,6   | 76,0  | 11,9     | 64,7   | 65,8     | 95,5  |
| 9                   | 83,1                           | 13,3   | 78,9   | 80,0  | 13,1     | 66,1   | 67,3     | 100,6 |
| 10                  | 83,1                           | 0,2    | 158,4  | 158,4 | 45,6     | 87,0   | 98,2     | 199,1 |
| 11                  | 83,1                           | 45,1   | 163,6  | 169,7 | 93,1     | 25,3   | 96,5     | 213,3 |
| 12                  | 83,1                           | 76,0   | 62,1   | 98,1  | 41,1     | 176,5  | 181,2    | 123,3 |

Продолжение таблицы 2.7

| Положение механизма | Векторы на плане ускорений, мм |        |        |          |            |            |            |
|---------------------|--------------------------------|--------|--------|----------|------------|------------|------------|
|                     | $p_{ae}$                       | $en_4$ | $n_4f$ | $p_{af}$ | $p_{aS_2}$ | $p_{aS_3}$ | $p_{aS_4}$ |
| 0                   | 173,0                          | 0,6    | 17,6   | 176,2    | 115,5      | 86,5       | 174,4      |
| 1                   | 70,2                           | 2,2    | 33,0   | 67,9     | 65,5       | 35,1       | 67,1       |
| 2                   | 33,9                           | 6,4    | 33,1   | 3,6      | 57,3       | 17,0       | 17,2       |
| 3                   | 33,4                           | 9,9    | 6,0    | 42,0     | 62,9       | 16,7       | 37,5       |
| 4                   | 43,2                           | 7,8    | 28,9   | 40,0     | 59,5       | 21,6       | 38,8       |
| 5                   | 50,5                           | 2,6    | 47,9   | 15,5     | 62,8       | 25,3       | 28,6       |
| 6                   | 46,1                           | 0,0    | 45,5   | 4,2      | 63,8       | 23,1       | 23,5       |
| 7                   | 47,1                           | 1,2    | 42,5   | 18,5     | 63,6       | 23,6       | 28,8       |
| 8                   | 74,4                           | 5,6    | 51,8   | 57,4     | 62,8       | 37,2       | 61,1       |
| 9                   | 77,4                           | 6,0    | 52,7   | 61,3     | 62,6       | 38,7       | 64,6       |
| 10                  | 135,9                          | 16,8   | 50,7   | 147,0    | 52,6       | 68,0       | 139,0      |

Подп. и дата  
 Взам. инв. №  
 Инв. № дубл.  
 Подп. и дата  
 Инв. № подл.

|    |      |          |       |     |
|----|------|----------|-------|-----|
| Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат |
|----|------|----------|-------|-----|

Продолжение таблицы 2.7

| Положение механизма | Векторы на плане ускорений, мм |        |        |          |            |            |            |
|---------------------|--------------------------------|--------|--------|----------|------------|------------|------------|
|                     | $p_{ae}$                       | $en_4$ | $n_4f$ | $p_{af}$ | $p_{aS_2}$ | $p_{aS_3}$ | $p_{aS_4}$ |
| 11                  | 138,7                          | 17,6   | 71,8   | 120,2    | 41,1       | 69,4       | 124,4      |
| 12                  | 206,5                          | 0,5    | 106,6  | 207,9    | 144,8      | 103,3      | 200,2      |

Зная линейные ускорения определим угловые:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^{\tau}}{l_{BC}}; \varepsilon_3 = \frac{a_{CD}^{\tau}}{l_{CD}}; \varepsilon_3 = \frac{a_{FE}^{\tau}}{l_{EF}}$$

Для того, чтобы найти направление углового ускорения звена, необходимо на плане ускорений взять вектор тангенциального ускорения звена и мысленно перенести его на план положений в первую точку, стоящую в индексе. Вторую точку мысленно остановить. Направление вращения звена при этом будет характеризовать направление углового ускорения.

Результаты расчётов представлены в таблице 2.8.

Таблица 2.8 – Результаты расчётов ускорений

| Положение механизма | Ускорения точек механизма, м/с <sup>2</sup> |            |                 |            |                 |        |        |            |
|---------------------|---|------------|-----------------|------------|-----------------|--------|--------|------------|
|                     | $a_B$                                       | $a_{CB}^n$ | $a_{CB}^{\tau}$ | $a_{CD}^n$ | $a_{CD}^{\tau}$ | $a_C$  | $a_E$  | $a_{FE}^n$ |
| 0                   | 49,85                                       | 14,80      | 66,36           | 0,53       | 88,80           | 88,80  | 103,80 | 0,36       |
| 1                   | 49,85                                       | 2,27       | 38,52           | 15,14      | 36,18           | 39,24  | 42,12  | 1,29       |
| 2                   | 49,85                                       | 0,01       | 25,92           | 24,66      | 7,50            | 25,74  | 20,34  | 3,83       |
| 3                   | 49,85                                       | 1,03       | 24,90           | 23,58      | 10,62           | 25,86  | 20,04  | 5,95       |
| 4                   | 49,85                                       | 4,83       | 27,36           | 15,32      | 24,72           | 29,04  | 25,92  | 4,69       |
| 5                   | 49,85                                       | 11,57      | 24,06           | 5,69       | 31,98           | 32,46  | 30,30  | 1,55       |
| 6                   | 49,85                                       | 17,69      | 9,72            | 0,48       | 30,60           | 31,80  | 27,66  | 0,02       |
| 7                   | 49,85                                       | 17,23      | 13,56           | 0,93       | 31,92           | 31,98  | 28,26  | 0,71       |
| 8                   | 49,85                                       | 8,73       | 44,76           | 7,16       | 38,82           | 39,48  | 44,64  | 3,33       |
| 9                   | 49,85                                       | 7,99       | 47,34           | 7,84       | 39,66           | 40,38  | 46,44  | 3,63       |
| 10                  | 49,85                                       | 0,13       | 95,04           | 27,38      | 52,20           | 58,92  | 81,54  | 10,10      |
| 11                  | 49,85                                       | 27,03      | 98,16           | 55,89      | 15,18           | 57,90  | 83,22  | 10,54      |
| 12                  | 49,85                                       | 45,62      | 37,26           | 24,66      | 105,90          | 108,72 | 123,90 | 0,27       |

|              |
|--------------|
| Подп. и дата |
| Взам. инв. № |
| Инв. № дубл. |
| Подп. и дата |
| Инв. № подл. |

|    |      |          |       |     |
|----|------|----------|-------|-----|
| Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат |
|----|------|----------|-------|-----|

Продолжение таблицы 2.8

| Положение механизма | Ускорения точек механизма, м/с <sup>2</sup> |        |           |           |           | Угловые ускорения звеньев, рад/с <sup>2</sup> |            |            |
|---------------------|---|--------|-----------|-----------|-----------|---|------------|------------|
|                     | $a_{FE}^T$                                  | $a_F$  | $a_{S_2}$ | $a_{S_3}$ | $a_{S_4}$ | $\omega_2$                                    | $\omega_3$ | $\omega_4$ |
| 0                   | 10,56                                       | 105,72 | 69,30     | 51,90     | 104,64    | 189,60  | 341,54     | 21,33      |
| 1                   | 19,80                                       | 40,74  | 39,30     | 21,06     | 40,26     | 110,06  | 139,15     | 40,00      |
| 2                   | 19,86                                       | 2,16   | 34,38     | 10,17     | 10,32     | 74,06   | 28,85      | 40,12      |
| 3                   | 3,60  | 25,20  | 37,74     | 10,02     | 22,50     | 71,14   | 40,85      | 7,27       |
| 4                   | 17,34                                       | 24,00  | 35,70     | 12,96     | 23,28     | 78,17   | 95,08      | 35,03      |
| 5                   | 28,74                                       | 9,30   | 37,68     | 15,15     | 17,16     | 68,74   | 123,00     | 58,06      |
| 6                   | 27,30                                       | 2,52   | 38,28     | 13,83     | 14,10     | 27,77   | 117,69     | 55,15      |
| 7                   | 25,50                                       | 11,10  | 38,16     | 14,13     | 17,28     | 38,74   | 122,77     | 51,52      |
| 8                   | 31,08                                       | 34,44  | 37,68     | 22,32     | 36,66     | 127,89  | 149,31     | 62,79      |
| 9                   | 31,62                                       | 36,78  | 37,56     | 23,22     | 38,76     | 135,26  | 152,54     | 63,88      |
| 10                  | 30,42                                       | 88,20  | 31,56     | 40,77     | 83,40     | 271,54  | 200,77     | 61,45      |
| 11                  | 43,08                                       | 72,12  | 24,66     | 41,61     | 74,64     | 280,46  | 58,38      | 87,03      |
| 12                  | 63,96                                       | 124,74 | 86,88     | 61,95     | 120,12    | 106,46  | 407,31     | 129,21     |

### 2.3.3 Построение кинематических диаграмм движения рабочего звена

Начнем построение графика углового перемещения ползуна 5  $S_F = f(t)$ .

Строим оси координат и на оси абсцисс откладываем отрезок  $x = 240$  мм, который отображает время  $T$  одного полного оборота кривошипа:

$$T = \frac{1}{n_1} = \frac{60}{187} = 0,321 \text{ сек.}$$

Определяем масштаб оси абсцисс:

$$\mu_t = \frac{T}{x} = \frac{0,321}{240} = 0,001337 \text{ сек/мм;}$$

$$\mu_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{x} = \frac{2 \cdot 3,14}{240} = 0,026 \text{ рад/мм.}$$

По оси ординат масштаб выбираем равным  $\mu_s = 0,004$  м/мм.

Откладываем положения ползуна в масштабе. После полученные точки соединяем плавной кривой.

|              |
|--------------|
| Подп. и дата |
| Взам. инв. № |
| Инв. № дубл. |
| Подп. и дата |
| Инв. № подл. |

|    |      |          |       |     |
|----|------|----------|-------|-----|
| Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат |
|----|------|----------|-------|-----|

Аналогично строим графики скорости и ускорения выходного звена. Масштабы построения примем:  $\mu_v = 0,04 \text{ м}/(\text{мм} \cdot \text{с})$ ;  $\mu_a = 1,2 \text{ м}/(\text{мм} \cdot \text{с}^2)$ .

## 2.4 Силовой анализ механизма

### 2.4.1 Определение силовых факторов

Вес звеньев определим по формуле:

$$G_i = m_i \cdot g,$$

где  $g = 9,81 \text{ кг}/\text{с}^{-2}$  – ускорение свободного падения.

Силы инерции для звеньев механизма определяем по формуле:

$$F_{U_i} = m_i \cdot a_{S_i}.$$

Момент пары сил инерции определяется по формуле:

$$M_{u_i} = J_{S_i} \cdot \varepsilon_i.$$

Найдём силу полезного сопротивления в расчётном положении:

$$F_{\text{пс}} = |F_{\text{пс}}| \cdot \mu_F = 24,3 \cdot 500 = 12150 \text{ Н}.$$

Результаты расчётов сводим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Силовые параметры механизма

| Параметр   | Номер звена |        |        |        |        |
|--|-------------|--------|--------|--------|--------|
|  | 1           | 2      | 3      | 4      | 5      |
| Масса звеньев $m$ , кг   | 47,3        | 14     | 11     | 20     | 100    |
| Вес звеньев $G$ , Н  | 464,01      | 137,34 | 107,91 | 196,20 | 981,00 |
| Величина вектора ускорения $a_S$ , м/с <sup>2</sup>            | 0           | 37,68  | 15,15  | 17,16  | 9,30   |
| Величина силы инерции $F_U$ , Н                                | 0           | 527,52 | 166,65 | 343,20 | 930,00 |
| Момент инерции звена $J_S$ , кг·м <sup>2</sup>                 | -           | 0,190  | 0,082  | 0,408  | -      |
| Величина углового ускорения $\varepsilon$ , рад/с <sup>2</sup> | -           | 68,74  | 123,00 | 58,06  | -      |
| Инерционный момент $M_U$ , Н·м                                 | -           | 13,06  | 10,09  | 23,69  | -      |

### 2.4.2 Силовой анализ группы Ассур 4-5

Вычерчиваем отдельно группу 4-5 в масштабе. Связь этой группы со звеном 2 и направляющими ползуна заменяем силами  $R_{24}$  и  $R_{05}$  соответственно.

|              |              |              |              |     |
|--------------|--------------|--------------|--------------|-----|
| Инв. № подл. | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата |     |
|              |              |              |              |     |
| Инв. № подл. | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата |     |
|              |              |              |              |     |
| Ли           | Изм.         | № докум.     | Подп.        | Дат |
| Лист         |              |              |              |     |
| 22           |              |              |              |     |

Прикладываем к группе все внешние силы: сила  $G_4$  в точке  $S_4$ ; сила  $G_5$  в точке  $F$ ; сила  $F_{\text{ПС}}$  в точке  $F$ . Прежде чем составлять уравнение статики, необходимо, на основании принципа Даламбера, уравновесить систему с помощью сил инерции.

Перейдём к определению реакций в кинематических парах.

$$\sum M_E(4) = R_{24}^{\tau} \cdot |EF| - G_4 \cdot |h_1| - F_{U_4} \cdot |h_2| - M_{U_4}/\mu_l = 0;$$

$$R_{24}^{\tau} = \frac{G_4 \cdot |h_1| + F_{U_4} \cdot |h_2| + M_{U_4}/\mu_l}{|EF|} = \frac{196,2 \cdot 3,9 + 343,2 \cdot 53,8 + 23,69/0,004}{123,8} = 203,24 \text{ Н.}$$

Уравнение равновесия будет иметь вид:

$$\vec{R}_{24}^n + \vec{R}_{24}^{\tau} + \vec{G}_4 + \vec{F}_{U_4} + \vec{G}_5 + \vec{F}_{U_5} + \vec{F}_{\text{ПС}} + \vec{R}_{05} = 0.$$

Для построения плана сил выбираем масштаб:  $\mu_p = 25 \text{ Н/мм}$ .

Размеры векторов сил на плане:

$$|G_4| = G_4/\mu_p = 196,2/25 = 7,8 \text{ мм};$$

$$|F_{U_4}| = F_{U_4}/\mu_p = 343,2/25 = 13,7 \text{ мм};$$

$$|G_5| = G_5/\mu_p = 981/25 = 39,2 \text{ мм};$$

$$|F_{U_5}| = F_{U_5}/\mu_p = 930/25 = 37,2 \text{ мм};$$

$$|F_2| = F_2/\mu_p = 12150/25 = 486 \text{ мм};$$

$$|R_{24}^{\tau}| = R_{24}^{\tau}/\mu_p = 203,24/25 = 8,1 \text{ мм}.$$

Строим замкнутый многоугольник сил согласно векторному уравнению.

Получаем:

$$R_{05} = |R_{05}| \cdot \mu_p = 21,3 \cdot 25 = 532,5 \text{ Н};$$

$$R_{45} = R_{54} = |R_{45}| \cdot \mu_p = 410,2 \cdot 25 = 10255 \text{ Н};$$

$$R_{24} = |R_{24}| \cdot \mu_p = 395,6 \cdot 25 = 9890 \text{ Н}.$$

#### 2.4.3 Силовой анализ группы Ассур 2-3

Вычерчиваем отдельно группу 2-3 в масштабе. Связь этой группы со звеньями 1 и 4 и стойкой заменяем силами  $R_{12}$ ,  $R_{42}$  и  $R_{03}$  соответственно. Прикладываем к группе все внешние силы: сила  $G_2$  в точке  $S_2$ ; сила  $G_3$  в точке  $S_3$ .

|              |
|--------------|
| Подп. и дата |
| Взам. инв. № |
| Инв. № дубл. |
| Подп. и дата |
| Инв. № подл. |

|    |      |          |       |     |      |
|----|------|----------|-------|-----|------|
| Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат | Лист |
|    |      |          |       |     | 23   |

Прежде чем составлять уравнение статики, необходимо, на основании принципа Даламбера, уравновесить систему с помощью сил инерции.

Перейдём к определению реакций в кинематических парах.

$$\sum M_C (2) = R_{12}^{\tau} \cdot |BC| - G_2 \cdot |h_1| - F_{U_2} \cdot |h_2| - R_{42} \cdot |h_3| - M_{U_2}/\mu_l = 0;$$

$$R_{12}^{\tau} = \frac{G_2 \cdot |h_1| + F_{U_2} \cdot |h_2| + R_{42} \cdot |h_3| + M_{U_2}/\mu_l}{|BC|} =$$

$$= \frac{137,34 \cdot 27,7 + 527,52 \cdot 7,1 + 9890 \cdot 20,1 + 13,06/0,004}{87,5} = 2395,47 \text{ Н};$$

$$\sum M_{BC} (3) = R_{03}^{\tau} \cdot |CD| - G_3 \cdot |h_4| - F_{U_3} \cdot |h_5| + M_{U_3}/\mu_l = 0;$$

$$R_{03}^{\tau} = \frac{G_3 \cdot |h_4| + F_{U_3} \cdot |h_5| - M_{U_3}/\mu_l}{|CD|} = \frac{107,91 \cdot 11,2 + 166,65 \cdot 32,0 - 10,09/0,004}{65} = 61,84 \text{ Н}.$$

Уравнение равновесия будет иметь вид:

$$\vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^{\tau} + \vec{G}_2 + \vec{F}_{U_2} + \vec{R}_{42} + \vec{G}_3 + \vec{F}_{U_3} + \vec{R}_{03}^{\tau} + \vec{R}_{03}^n = 0.$$

Для построения плана сил выбираем масштаб:  $\mu_p = 25 \text{ Н/мм}$ .

Размеры векторов сил на плане:

$$|G_2| = G_2/\mu_p = 137,34/25 = 5,5 \text{ мм};$$

$$|F_{U_2}| = F_{U_2}/\mu_p = 527,52/25 = 21,1 \text{ мм};$$

$$|G_3| = G_3/\mu_p = 107,91/25 = 4,3 \text{ мм};$$

$$|F_{U_3}| = F_{U_3}/\mu_p = 166,65/25 = 6,7 \text{ мм};$$

$$|R_{42}| = R_{42}/\mu_p = 9890/25 = 395,6 \text{ мм};$$

$$|R_{12}^{\tau}| = R_{12}^{\tau}/\mu_p = 2395,47/25 = 95,8 \text{ мм};$$

$$|R_{03}^{\tau}| = R_{03}^{\tau}/\mu_p = 61,84/25 = 2,5 \text{ мм}.$$

Строим замкнутый многоугольник сил согласно векторному уравнению.

Получаем:

$$R_{03} = |R_{03}| \cdot \mu_p = 444,7 \cdot 25 = 11117,5 \text{ Н};$$

$$R_{23} = R_{32} = |R_{23}| \cdot \mu_p = 450,0 \cdot 25 = 11250 \text{ Н};$$

$$R_{12} = |R_{12}| \cdot \mu_p = 113,1 \cdot 25 = 2827,5 \text{ Н}.$$

|              |              |          |       |     |
|--------------|--------------|----------|-------|-----|
| Инв. № подл. | Подп. и дата |          |       |     |
|              | Взам. инв. № |          |       |     |
|              | Инв. № дубл. |          |       |     |
| Инв. № подл. | Подп. и дата |          |       |     |
|              | Лист         |          |       |     |
| Ли           | Изм.         | № докум. | Подп. | Дат |

#### 2.4.4 Силовой расчёт ведущего звена

Вычерчиваем отдельно звено 1 в масштабе. Связь этого звена со звеном 2 и стойкой заменяем силами  $R_{21}$  и  $R_{01}$  соответственно. Прикладываем к звену все внешние силы: сила  $G_1$  в точке  $A$ ; сила  $F_{yp}$  в точке  $B$ .

Определим величину уравновешивающей силы:

$$\sum M_A(1) = -R_{21} \cdot |h_1| + F_{yp} \cdot |AB| = 0;$$

$$F_{yp} = R_{21} \cdot \frac{|h_1|}{|AB|} = 2827,5 \cdot \frac{32,4}{32,5} = 2818,80 \text{ Н.}$$

Величину опорной реакции  $R_{01}$  определяем из уравнения статики:

$$\sum F = \vec{R}_{21} + \vec{G}_1 + \vec{F}_{yp} + \vec{R}_{01} = 0.$$

Для построения плана сил выбираем масштаб:  $\mu_P = 20 \text{ Н/мм}$ .

Размеры векторов сил на плане:

$$|G_1| = G_1/\mu_P = 464,01/20 = 23,2 \text{ мм};$$

$$|R_{21}| = R_{21}/\mu_P = 2827,5/20 = 141,4 \text{ мм};$$

$$|F_{yp}| = F_{yp}/\mu_P = 2818,80/20 = 140,9 \text{ мм.}$$

Строим замкнутый многоугольник сил согласно векторному уравнению.

Получаем:

$$R_{01} = |R_{01}| \cdot \mu_P = 15,3 \cdot 20 = 306 \text{ Н.}$$

#### 2.4.5 Определение уравновешивающей силы методом Н. Е. Жуковского

Вычерчиваем в принятом масштабе план скоростей механизма, повернутый на  $90^\circ$ . В соответствующих точках плана скоростей прикладываем заданную внешнюю нагрузку и инерционные силы звеньев. В точке  $A$  прикладываем уравновешивающую силу. Моменты сил инерции, приложенные к шатуну и кривошипу, заменяем парами сил и прикладываем к рычагу Н.Е. Жуковского:

$$F_{M_2} = \frac{M_{U_2}}{l_{BC} + l_{CE}} = \frac{13,06}{0,35 + 0,09} = 29,68 \text{ Н};$$

$$F_{M_3} = \frac{M_{U_3}}{l_{CD}} = \frac{10,09}{0,26} = 38,79 \text{ Н};$$

|              |              |              |              |               |              |              |      |
|--------------|--------------|--------------|--------------|---------------|--------------|--------------|------|
| Инв. № подл. | Подп. и дата | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № доубл. | Подп. и дата | Инв. № подл. | Лист |
|              |              |              |              |               |              |              |      |
| Ли           | Изм.         | № докум.     | Подп.        | Дат           |              |              |      |



### 3 Кинематический синтез и проектирование кулачковых механизмов с роликовым толкателем

#### 3.1 Исходные данные к проектированию кулачковых механизмов

Исходные данные представлены в таблице 3.1 и на рисунках 3.1 и 3.2.

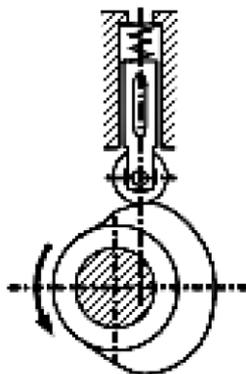


Рисунок 3.1 – Схема кулачкового механизма

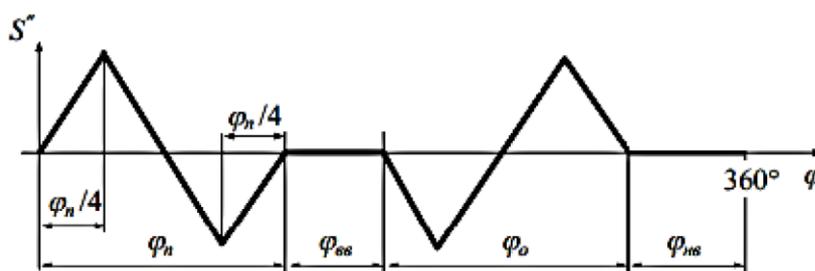


Рисунок 3.2 – Вид графика аналога ускорения толкателя

Таблица 3.1. Исходные данные

| Фазовые углы кулачка, град |             |             | Допускаемый угол $\nu_d$ , град | Длина коромысла $l_T$ , м | Угол размаха коромысла $\psi_{max}$ , град |
|----------------------------|-------------|-------------|---------------------------------|---------------------------|--|
| $\varphi_y$                | $\varphi_d$ | $\varphi_b$ |                                 |                           |  |
| 55                         | 11          | 55          | 22                              | 0,21                      | 20   |

#### 3.2 Построение кинематических диаграмм движения толкателя

##### 3.2.1 Построение графика $a_\varphi = f''(\varphi)$

На оси  $\varphi$  откладываем углы  $\varphi_y$ ,  $\varphi_d$ ,  $\varphi_b$  ( $\varphi_b$  – «пустая» часть графика, которую не показываем) с соблюдением пропорции:

$$l_{\varphi_y} : l_{\varphi_d} : l_{\varphi_b} = \varphi_y : \varphi_d : \varphi_b,$$

Подп. и дата

Взам. инв. №

Инв. № дубл.

Подп. и дата

Инв. № подл

|    |      |          |       |     |
|----|------|----------|-------|-----|
| Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат |
|----|------|----------|-------|-----|

Лист

27

где  $l_{\varphi_y}$ ,  $l_{\varphi_{\text{ВВ}}}$ ,  $l_{\varphi_o}$  – длины отрезков оси  $\varphi$  под соответствующие углы.

Сумму длин  $l_d = l_{\varphi_y} + l_{\varphi_{\text{ВВ}}} + l_{\varphi_o}$  выбираем произвольно.

Примем  $l_{\varphi_y} = 110$  мм, тогда получим:

$$l_{\varphi_d} = l_{\varphi_y} \cdot \frac{\varphi_d}{\varphi_y} = 110 \cdot \frac{11}{55} = 22 \text{ мм};$$

$$l_{\varphi_{\text{В}}} = l_{\varphi_y} \cdot \frac{\varphi_{\text{В}}}{\varphi_y} = 110 \cdot \frac{55}{55} = 110 \text{ мм};$$

$$l_d = l_{\varphi_y} + l_{\varphi_d} + l_{\varphi_{\text{В}}} = 110 + 22 + 110 = 242 \text{ мм}.$$

В пределах  $\varphi_y$  и  $\varphi_{\text{В}}$  изображаем заданный в исходных данных проектированию график  $a_\varphi$ . Высоту прямоугольника  $h_{a_y} = 72$  мм выбираем произвольно. Высоте  $h'_{a_y}$  назначаем в зависимости от принятой  $h_{a_y}$  по закономерности: площадь положительной и отрицательной частей графика на  $\varphi_y$  должны быть равны. Т. к. основания фигур на положительной и отрицательной части графика  $a_\varphi$  равны, то получаем:  $h'_{a_y} = h_{a_y}$ .

Т. к.  $\varphi_{\text{В}} = \varphi_y$ , то график  $a_\varphi$  на участке  $\varphi_{\text{В}}$  должен быть симметричным графику на  $\varphi_y$  (относительно центральной по  $\varphi_d$  ординатной оси), т.е.  $h_{a_{\text{В}}} = h_{a_y}$ ,  $h'_{a_{\text{В}}} = h'_{a_y}$ .

### 3.2.2 Построение графиков $V_\varphi = f'(\varphi)$ и $S = f(\varphi)$ методом графического интегрирования

Для построения графика  $V_\varphi = f'(\varphi)$  выполним интегрирование графика  $a_\varphi = f''(\varphi)$ . Применим метод графического интегрирования методом хорд:

1. Участки оси абсцисс  $\varphi_y$  и  $\varphi_{\text{В}}$  графика  $a_\varphi$  разбиваем на  $n = 8$  равных частей. По точкам деления проводим ординатные линии для всех систем координат.

2. Отрезки делений 0-1, 1-2 и т.д. делим пополам и из точек деления восстанавливаем ординаты до пересечения с линией графика  $a_\varphi$ . Концы полученных ординат проектируем на ось  $a_\varphi$ .

|              |
|--------------|
| Подп. и дата |
| Взам. инв. № |
| Инв. № дубл. |
| Подп. и дата |
| Инв. № подл. |

|    |      |          |       |     |      |
|----|------|----------|-------|-----|------|
| Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат | Лист |
|    |      |          |       |     | 28   |

3. С левой стороны от начала координат откладываем отрезок  $H_a$  произвольной длины, называемый полюсным расстоянием. Проекционные точки срединных ординат п. 2 соединяем с концом отрезка  $H_a$  (точка – полюс  $P_a$ ) и получаем совокупность лучей.

4. Из начала координат графика  $V_\varphi = f'(\varphi)$  проводим отрезок, параллельный лучу  $P_a b'$  до пересечения с ординатой над абсциссой 1 (точка  $e$ ), из этой точки проводим отрезок, параллельный лучу  $P_a d'$  до пересечения со следующей ординатой (точка  $f$ ) и т. д. Полученные таким образом точки принадлежат графику  $V_\varphi = f'(\varphi)$ . Для окончательного построения графика через полученные точки проводим плавную кривую.

5. Для интегрирования графика  $V_\varphi = f'(\varphi)$  и получения, в результате, графика перемещения толкателя  $S = f(\varphi)$ , площади участков 0-1, 1-2 и т. д. с криволинейной одной стороной заменяем эквивалентными прямоугольными площадями. Верхние стороны получившихся прямоугольников проектируем на ось  $a_\varphi$ . Далее делаем построения аналогичные п. 3 и 4.

Рассчитаем полюсные расстояния по формулам:

$$H_a = \frac{F_a}{h_{V_y}}; H_V = \frac{F_V}{h_S},$$

где  $F_a = \frac{l_{\varphi_y} \cdot h_{a_y}}{4}$ ,  $F_a = \frac{l_{\varphi_y} \cdot h_{V_y}}{2}$  – площади графиков.

Примем  $h_{V_y} = 72$  мм и  $h_S = 144$  мм. Тогда получаем:

$$H_a = \frac{l_{\varphi_y} \cdot h_{a_y}}{4 \cdot h_{V_y}} = \frac{110 \cdot 72}{4 \cdot 72} = 27,5 \text{ мм};$$

$$H_V = \frac{l_{\varphi_y} \cdot h_{V_y}}{2 \cdot h_S} = \frac{110 \cdot 72}{2 \cdot 144} = 27,5 \text{ мм}.$$

3.3 Расчет масштабного коэффициента угла поворота кулачка, масштабных коэффициентов перемещений, аналогов скоростей и аналогов ускорений.

Масштаб абсциссной величины  $\varphi$ :

$$\varphi_{\text{раб}} = \varphi_y + \varphi_d + \varphi_b = 55 + 11 + 55 = 121^\circ;$$

|              |              |              |              |              |      |
|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|------|
| Инв. № подл. | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Лист |
|              |              |              |              |              |      |

$$\mu_{\varphi} = \frac{\varphi_{\text{раб}}}{l_{\text{д}}} = \frac{(121^{\circ}/180^{\circ}) \cdot 3,14}{242} = 0,0087 \text{ рад/мм.}$$

Определяем масштабные коэффициенты перемещения, аналогов скорости и ускорения толкателя:

$$S_{\text{max}} = l_{\text{T}} \cdot \sin(\Psi_{\text{max}}) = 0,21 \cdot \sin(20^{\circ}) = 0,072 \text{ м;}$$

$$\mu_S = \frac{S_{\text{max}}}{h_S} = \frac{0,072}{144} = 0,0005 \text{ м/мм;}$$

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{\mu_S}{H_V \cdot \mu_{\varphi}} = \frac{0,0005}{27,5 \cdot 0,0087} = 0,00208 \text{ м/мм;}$$

$$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}}{H_{\alpha} \cdot \mu_{\varphi}} = \frac{0,00208}{27,5 \cdot 0,0087} = 0,0087 \text{ м/мм.}$$

### 3.4 Определение минимального радиуса профиля кулачка

Используя имеющиеся графики  $S = f(\varphi)$  и  $\frac{dS}{d\varphi} = f'(\varphi)$ , строим диаграмму  $S = S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$ .

Проводим оси  $S$  и  $\frac{dS}{d\varphi}$ , по оси  $S$  откладываем отрезок  $S_{\text{max}}^r$ , выражающий на рисунке максимальный ход толкателя  $S_{\text{max}}$ . Примем  $S_{\text{max}}^r = 36 \text{ мм}$ , тогда масштаб построений:

$$\mu_{S'} = \frac{S_{\text{max}}}{S_{\text{max}}^r} = \frac{0,072}{32} = 0,002 \text{ м/мм.}$$

В пределах  $S_{\text{max}}^r$  намечаем позиции центра ролика толкателя согласно делениям углов  $\varphi_{\text{y}}$  и  $\varphi_{\text{в}}$  графика  $S = f(\varphi)$ : отрезки  $A_0A_1$ ,  $A_0A_2$  и т. д. с пересчётом от масштаба  $\mu_S$  к масштабу  $\mu_{S'}$ :

$$S_i^r = S_i \cdot \frac{\mu_S}{\mu_{S'}},$$

где  $S_i^r = A_0A_i$ ,  $S_i$  – ординаты графика  $S = f(\varphi)$  в мм.

На линиях, проведенных через точки  $A_1$ ,  $A_2$  и т. д. параллельно оси  $dS/d\varphi$ , откладываем отрезки  $A_1C_1$ ,  $A_2C_2$  и т. д., выражающие величины  $dS/d\varphi$ , соответствующие ординатам графика  $\frac{dS}{d\varphi} = f'(\varphi)$ . Они должны соответствовать масштабу  $\mu_{S'}$ :

|              |              |              |              |              |             |      |
|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|-------------|------|
| Инв. № подл. | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № инв. | Лист |
|              |              |              |              |              |             |      |
| Ли           | Изм.         | № докум.     | Подп.        | Дат          |             |      |

$$A_i C_i = h_{\frac{dS}{d\varphi}} \cdot \frac{\mu_{dS}}{\mu_{S'}}$$

где  $i$  – цифровые индексы буквенных обозначений;

$h_{\frac{dS}{d\varphi}}$  – ординаты графика  $\frac{dS}{d\varphi}$  по соответствующим  $i$ ;

$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}$  – масштаб графика  $\frac{dS}{d\varphi}$ .

Результаты пересчёта размеров в этот масштаб представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – К расчёту радиуса кулачка

|                                |      |     |      |      |      |       |       |       |
|--------------------------------|------|-----|------|------|------|-------|-------|-------|
| Положение кулачка              | 0,17 | 1   | 2    | 3    | 4    | 5     | 6     | 7     |
| $S_i$ , мм                     | 0,0  | 1,5 | 12,0 | 37,5 | 72,0 | 106,5 | 132,0 | 142,5 |
| $S_i^r$ , мм                   | 0,0  | 0,4 | 3,0  | 9,4  | 18,0 | 26,6  | 33,0  | 35,6  |
| $h_{\frac{dS}{d\varphi}}$ , мм | 0,0  | 9,0 | 36,0 | 63,0 | 72,0 | 63,0  | 36,0  | 9,0   |
| $A_i C_i$ , мм                 | 0,0  | 2,0 | 7,9  | 13,8 | 15,7 | 13,8  | 7,9   | 2,0   |

Продолжение таблицы 3.2

|                                |       |       |       |       |       |       |       |      |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|
| Положение кулачка              | 8,9   | 10    | 11    | 12    | 13    | 14    | 15    | 16   |
| $S_i$ , мм                     | 144,0 | 142,5 | 132,0 | 106,5 | 72,0  | 37,5  | 12,0  | 1,5  |
| $S_i^r$ , мм                   | 36,0  | 35,6  | 33,0  | 26,6  | 18,0  | 9,4   | 3,0   | 0,4  |
| $h_{\frac{dS}{d\varphi}}$ , мм | 0,0   | -9,0  | -36,0 | -63,0 | -72,0 | -63,0 | -36,0 | -9,0 |
| $A_i C_i$ , мм                 | 0,0   | -2,0  | -7,9  | -13,8 | -15,7 | -13,8 | -7,9  | -2,0 |

Ориентация отрезков  $A_i C_i$  следует правилу: отрезок  $A_i C_i$  получает направление поворотом скорости толкателя  $V_T$  на  $90^\circ$  по вращению кулачка.

К получившейся диаграмме  $S = S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$  проводим касательные под углом  $\vartheta_d$  к оси  $S$  справа и слева. Получаем за точкой их пересечения  $P$  зону возможного расположения центра вращения кулачка (заштрихована), при котором всегда выдерживается условие  $\vartheta \leq \vartheta_d$ . В заштрихованной зоне отмечаем точку  $O$  – центр вращения кулачка. Получаем:

$$r_0 = OA_0 \cdot \mu_{S'} = 172 \cdot 0,002 = 0,34 \text{ м} = 340 \text{ мм},$$

|              |
|--------------|
| Подп. и дата |
| Взам. инв. № |
| Инв. № дубл. |
| Подп. и дата |
| Инв. № подл. |

|    |      |          |       |     |
|----|------|----------|-------|-----|
| Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат |
|----|------|----------|-------|-----|

### 3.5 Построение теоретического и действительного профиля кулачка

Из центра  $O$  проводим луч, связывающий его с произвольной точкой на оси толкателя. В качестве такой точки возьмём верхнюю границу  $S_{max}^n$ , чему соответствует луч  $OA_8$ . Придаем всей системе кулачек-толкатель-рама обратное вращение со скоростью  $-\omega_k$ , вследствие чего кулачок остается на месте, а толкатель вместе с опорами и лучом  $OA_8$  будет вращаться по часовой стрелке. Выделяем углы, проходимые в этом движении лучом  $OA_8$ , равные фазовым  $-\varphi_y, \varphi_d, \varphi_v$ . Углы  $\varphi_y$  и  $\varphi_v$  делим на части, соответствующие делению этих углов на графике  $S = f(\varphi)$ , точки деления помечены цифрами 1, 2 и т. д. на дуге радиуса  $OA_8$ . Указанные точки являются общими для луча и толкателя.

Для получения позиций центра ролика толкателя в обращенном движении нужно на каждой касательной отметить соответствующую точку  $A_i$  разметки  $S_{max}^n$ . Поскольку размер  $OA_i$ , в прямом и обращенном движении одинаков, переносим точки  $A_i$  разметки  $S_{max}^n$  циркулем на соответствующие касательные (точки  $A'_1, A'_2$  и т. д.). Так как точки  $A_0, A_1, A_2$  и т. д. принадлежат и толкателю и кулачку (точечный контакт), то, соединив плавной кривой точки  $A_0, A'_1, \dots, A'_8$  и  $A'_9, A'_{10}, \dots, A'_{17}$ , получаем активные участки теоретического профиля кулачка. Участки  $A'_8A'_9$  и  $A'_{17}A_0$  (фазы стояния толкателя) имеют профиль постоянного радиуса ( $OA_8$  и  $r_0$ ).

Радиус ролика выбираем из условий:

$$r_p \leq 0,8 \cdot \rho_{min} = 0,8 \cdot 196,8 = 157,4 \text{ мм};$$

$$r_p \leq 0,4 \cdot r_0 = 0,4 \cdot 340 = 136 \text{ мм},$$

где  $\rho_{min} = 180,9$  мм – минимальный радиус кривизны теоретического профиля на выпуклом участке.

Принимаем  $r_p = 120$  мм.

Для получения практического профиля кулачка нужно получить такое его очертание, чтобы при соприкосновении его с роликом центр ролика сов-

|              |              |              |              |              |    |      |          |       |     |      |    |
|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|----|------|----------|-------|-----|------|----|
| Инв. № подл. | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат | Лист | 32 |
|              |              |              |              |              |    |      |          |       |     |      |    |

мещался с точками теоретического профиля. Эта задача решается построением так называемой эквидистантной (равноотстоящей по нормальям) на радиус ролика кривой по отношению к теоретическому профилю. Для получения эквидистанты из точек  $A_0, A'_1, A'_2$  и т. д. теоретического профиля проводим окружности радиуса ролика  $r_p$ . Вписывая плавную кривую, касающуюся всех позиций ролика с внутренней стороны, получаем очертание практического профиля на рабочих фазах кулачка. На участках  $E_8E_9$  и  $E_{17}E_0$  практический профиль описывается дугами постоянных радиусов  $(OA_8 - r_p)$  и  $(r_0 - r_p)$ . Для получения точек  $E_0$  и  $E_{17}$  нужно провести дополнительные лучи  $OA_0$  и  $OA'_{17}$  до пересечения с окружностями радиуса  $r_p$ , проведенных из центров  $A_0$  и  $A'_{17}$ . Точки  $E_8$  и  $E_9$  получаются аналогично при наличии ранее проведенных лучей  $OA'_8$  и  $OA'_9$ . Размер  $OE_0 = OE_{17}$  выявляет минимальный радиус практического профиля кулачка (обозначен  $R_0$ ).

|              |              |      |          |       |
|--------------|--------------|------|----------|-------|
| Инв. № подл. | Подп. и дата |      |          |       |
|              | Взам. инв. № |      |          |       |
| Инв. № дубл. | Подп. и дата |      |          |       |
|              | Инв. № подл. |      |          |       |
| Инв. № подл. | Лист         |      |          |       |
|              | Ли           | Изм. | № докум. | Подп. |

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин. – М: «Высшая школа», 1998 г.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М: «Наука», 1988 г.
3. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1967.
4. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: - М.: Высшая школа, 1986.
5. Кореняко А. С. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – Киев: Вища школа, 1970. – 332 с.

|             |              |              |              |              |    |      |          |       |     |      |
|-------------|--------------|--------------|--------------|--------------|----|------|----------|-------|-----|------|
| Инв. № подл | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата |    |      |          |       |     |      |
|             |              |              |              |              |    |      |          |       |     | Лист |
|             |              |              |              |              |    |      |          |       |     | 34   |
|             |              |              |              |              | Ли | Изм. | № докум. | Подп. | Дат |      |