

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«ВИТЕБСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ

практикум

для студентов специальности 1 - 36 08 01 «Машины и аппараты легкой,
текстильной промышленности и бытового обслуживания»

Витебск

2008

УДК 687.02

Синтез механизмов: практикум для студентов специальности 1 - 36 08 01 «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания».

Министерство образования Республики Беларусь, Витебск, УО «ВГТУ»,
2009 г.

Составители: д.т.н., проф. Сункуев Б.С.
к.т.н., доцент Буевич Т.В.

Настоящий практикум необходим для студентов специальности «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания» высших учебных заведений на практических занятиях, при выполнении расчетно-графических работ, при подготовке к зачету по дисциплине «Синтез механизмов». В практикуме определены тематика, объем и содержание практических занятий, даны варианты заданий, приведены требования к выполнению и оформлению отчетов по расчетно-графическим работам.

Одобрено кафедрой «Машины и аппараты легкой промышленности» УО «ВГТУ», протокол № 2 от 24 сентября 2008 г.

Рецензент: д.т.н., проф. Локтионов А.В.
Редактор: к.т.н., доц. Кириллов А.Г.

Рекомендовано к опубликованию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ», протокол № _____ от _____ 2008 г.

Ответственный за выпуск: Данилова И.А.
Компьютерная графика: Белова Н.В.

Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

Подписано к печати _____ Формат _____ Уч. изд. лист _____
Печать ризографическая. Тираж _____ Заказ № _____ Цена _____ руб.

Отпечатано на ризографе Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет».

Лицензия № 02330/0494384 от 16.03.2009 г.
210035, Витебск, Московский пр., 72

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

ВВЕДЕНИЕ

1. ТЕМЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ ДЛЯ СТУДЕНТОВ СПЕЦИАЛИЗАЦИИ 1-36 08 01 01	6
1.1. Геометрический синтез четырехзвенного механизма иглы обувной машины по двум положениям с учетом углов передачи	6
1.1.1. Постановка задачи	6
1.1.2. Порядок геометрического синтеза	6
1.1.3. Расчетно-графическая работа №1 «Геометрический синтез шарнирного четырехзвенника по двум положениям с учетом углов передачи»	7
1.1.3.1. Исходные данные	7
1.1.3.2. Содержание отчета	8
1.2. Геометрический синтез шарнирного механизма нитепритягивателя швейной машины	10
1.2.1. Постановка задачи	10
1.2.2. Порядок геометрического синтеза	11
1.3. Оптимизационный синтез шарнирного механизма нитепритягивателя швейной машины	12
1.3.1. Постановка задачи	12
1.3.2. Порядок оптимизационного синтеза	13
1.3.3. Расчетно-графическая работа №2 «Геометрический и оптимизационный синтез механизма нитепритягивателя швейной машины»	13
1.3.3.1. Исходные данные	13
1.3.3.2. Содержание отчета	14
1.4. Геометрический синтез механизма продвижения материала швейной машины	21
1.4.1. Постановка задачи	21
1.4.2. Порядок геометрического синтеза	25
2. ТЕМЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ ДЛЯ СТУДЕНТОВ СПЕЦИАЛИЗАЦИИ 1 - 36 08 01 02	33
2.1. Геометрический синтез четырехзвенного механизма основного регулятора ткацкого станка	33
2.1.1. Постановка задачи	33
2.1.2. Порядок геометрического синтеза	33
2.1.3. Расчетно-графическая работа №1 «Геометрический синтез шарнирного четырехзвенника по двум положениям с учетом углов передачи»	35
2.1.3.1. Исходные данные	35
2.1.3.2. Содержание отчета	36

2.2. Геометрический синтез шестизвенного батанного механизма ткацкого станка	37
2.2.1. Постановка задачи	37
2.2.2. Порядок геометрического синтеза	37
2.3. Оптимизационный синтез шестизвенного батанного механизма ткацкого станка	
2.3.1. Постановка задачи	40
2.3.2. Порядок оптимизационного синтеза	40
2.3.3. Расчетно-графическая работа №2 «Геометрический и оптимизационный синтез батанного механизма ткацкого станка»	40
2.3.3.1. Исходные данные	40
2.3.3.2. Содержание отчета	45
2.4. Геометрический синтез механизма ушковых игл основовязальной машины	45
2.4.1. Постановка задачи	45
2.4.2. Порядок геометрического синтеза	46
ПЕРЕЧЕНЬ РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	53

ВВЕДЕНИЕ

При изучении студентами специальности 1 - 36 08 01 «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания» дисциплины «Синтез механизмов» на практических занятиях предусмотрено изучение четырех тем и выполнение двух расчетно-графических работ.

Цель практических занятий и расчетно-графических работ – закрепление теоретического материала и приобретение практических навыков синтеза конкретных механизмов машин легкой и текстильной промышленности.

В практикуме представлены тематика, необходимый теоретический материал, порядок выполнения заданий практических занятий, а также даны варианты заданий и требования к объему, содержанию, оформлению расчетно-графических работ.

Пользование настоящим практикумом позволит студенту успешно работать на практических занятиях, выполнить расчетно-графические работы, подготовиться к сдаче зачета по дисциплине «Синтез механизмов».

1 ТЕМЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ ДЛЯ СТУДЕНТОВ СПЕЦИАЛИЗАЦИИ 1-36 08 01 01

1.1. Геометрический синтез механизма обувной машины по двум положениям

1.1.1. Постановка задачи

Схема механизма иглы машины для вшивания ранта МВР-1 представлена на рис. 1.1. На схеме: 1 - дисковый пазовый кулачок, 2 - ролик, 3 - коромысло, 4 - шатун, 5 - коромысло двухплечее, 6 - игла, 7 - винт.

Требуется спроектировать шарнирный четырехзвенник ABCD механизма иглы, а именно, определить относительные длины звеньев $x_1 = AB/AD$; $x_2 = BC/AD$; $x_3 = CD/AD$; углы α_4 и α_5 , определяющие первое положение соответственно ведущего и ведомого звеньев шарнирного четырехзвенника, по следующим условиям:

При переходе из первого положения во второе заданному углу поворота $\varphi_{12} = 80^\circ$ ведущего звена АВ соответствует заданный угол поворота $\psi_{12} = -90^\circ$ ведомого звена CD. Истинная длина стойки $[AD] = 240$ мм.

Знаку «+» соответствует направление поворота против хода часовой стрелки. Знаку «-» соответствует направление поворота по ходу часовой стрелки.

Для углов передачи должны выполняться требования:

- на отрезке φ_{12} величина μ должна изменяться монотонно: $\mu_1 \leq \mu \leq \mu_2$;
- значения угла передачи в крайних положениях должны равноотстоять от $\pi/2$: $\mu_1 - 90^\circ = 90^\circ - \mu_2$;
- $\mu_{\text{доп}} = 30^\circ$, $\mu_2 \geq \mu_{\text{доп}}$.

1.1.2. Порядок геометрического синтеза

1) Произвольно выбираем стойку $AD = 100$ мм. Построения представлены на рис. 1.2.

2) Для заданных значений $\varphi_{12} = 80^\circ$ и $\psi_{12} = -90^\circ$ определяем полюс относительного поворота p_{12} . Через точку А проводим прямую под углом $-\frac{j_{12}}{2} = -\frac{80^\circ}{2} = -40^\circ$ к стойке (AD). Через точку D проводим прямую под углом $-\frac{y_{12}}{2} = -\frac{(-90^\circ)}{2} = 45^\circ$ к стойке (AD). В пересечении построенных прямых получаем полюс p_{12} .

3) Определяем угол относительного поворота $\theta_{12} = \varphi_{12} - \psi_{12} = 80^\circ - (-90^\circ) = 170^\circ$.

4) В середине отрезка $[p_{12}D]$ определяем центр O_C окружности m_C - геометрического места центра поворота точки C_1 . Проводим окружность m_C , диаметром которой является отрезок $[p_{12}D]$.

5) Определяем центр O_B окружности m_B – геометрического места круговой точки B_1 . Для этого выполняются следующие дополнительные построения. Через полюс p_{12} проводим перпендикуляр к (Ap_{12}) . Точку пересечения его с прямой (AD) обозначаем S . Проводим биссектрису $\angle p_{12}SA$, которая пересечет прямую (Ap_{12}) в искомом центре O_B . Проводим окружность m_B с центром в точке O_B и радиусом $[O_B p_{12}]$. Окружность m_B – геометрическое место точки B_1 .

6) Точку касания окружности m_B со стойкой AD обозначаем B_1' . Под углом $(-\varphi_{12} = -80^\circ)$ к AD проводим прямую AE , точку касания окружности с прямой AE обозначаем B_1 . Выбираем одну из точек (B_1' или B_1) в качестве шарнира B_1 .

7) Через точку p_{12} проводим прямую под углом $\frac{q_{12}}{2} = \frac{170^\circ}{2} = 85^\circ$ к отрезку $[p_{12}B_1]$, получаем прямую m_C – геометрическое место центра поворота точки C_1 . В пересечении этой прямой с окружностью m_C определяем точку C_1 .

8) Соединяем последовательно точки A, B_1, C_1, D . Фигура AB_1C_1D определяет первое положение искомого четырехзвенника.

9) Второе положение четырехзвенника AB_2C_2D строим методом засечек, повернув ведущее звено AB из первого положения на угол $\varphi_{12} = 80^\circ$.

10) Проверяем требования к углам передачи:

$$\angle DC_1B_1 = \angle \mu_1 = 129^\circ;$$

$$\angle DC_2B_2 = \angle \mu_2 = 51^\circ;$$

$$\mu_1 - 90^\circ = 90^\circ - \mu_2.$$

$$129^\circ - 90^\circ = 90^\circ - 51^\circ (39^\circ = 39^\circ).$$

11) Определяем относительные параметры схемы механизма:

$$x_1 = \frac{AB_1}{AD} = \frac{33}{100} = 0,33; \quad x_2 = \frac{B_1C_1}{AD} = \frac{80}{100} = 0,80; \quad x_3 = \frac{C_1D_1}{AD} = \frac{27}{100} = 0,27;$$

$$x_4 = \alpha = 280^\circ; \quad x_5 = \beta = 160^\circ.$$

12) Определяем истинные размеры звеньев механизма, если заданная длина стойки $[AD] = 240$ мм:

$$[AB] = x_1 \cdot [AD] = 0,33 \cdot 240 = 79,2 \text{ мм};$$

$$[BC] = x_2 \cdot [AD] = 0,8 \cdot 240 = 192 \text{ мм};$$

$$[CD] = x_3 \cdot [AD] = 0,27 \cdot 240 = 64,8 \text{ мм}.$$

1.1.3. Расчетно-графическая работа № 1 «Геометрический синтез шарнирного четырехзвенника по двум положениям с учетом углов передачи»

1.1.3.1. Исходные данные

По теме практического занятия «Геометрический синтез механизма обувной машины по двум положениям» выполняется расчетно-графическая работа №1 «Геометрический синтез шарнирного четырехзвенника по двум положениям с учетом углов передачи». В таблице 1.1 даны индивидуальные задания для 30-и вариантов.

1.1.3.2. Содержание отчета

Отчет по расчетно-графической работе должен содержать:

- исходные данные для проектирования,
- исходную схему механизма иглы машины для вшивания ранта МВР-1 (рис. 1.1),
- графические построения четырехзвенника в двух положениях для своего варианта,
- описание порядка построений,
- проверку углов передачи,
- определение относительных параметров схемы механизма,
- определение истинных размеров звеньев для заданной стойки [AD].

Таблица 1.1– Варианты заданий на РГР №1

№ варианта	φ_{12} , град.	ψ_{12} , град.	[AD], мм
1	40	-50	110
2	-80	40	115
3	-60	50	120
4	90	-90	130
5	90	-60	140
6	-80	60	150
7	90	-120	160
8	80	-90	170
9	85	-90	180
10	-80	55	190
11	80	-85	200
12	55	-60	210
13	45	-50	220
14	40	-55	230
15	-70	60	240
16	-70	50	250
17	30	-50	255
18	-30	60	260
19	30	-60	265
20	80	-100	270
21	-80	50	275
22	70	-90	280
23	50	-60	285
24	-80	70	300
25	-20	-60	110
26	-50	40	120
27	-60	40	130
28	-40	-60	140
29	45	-50	150
30	55	-60	160

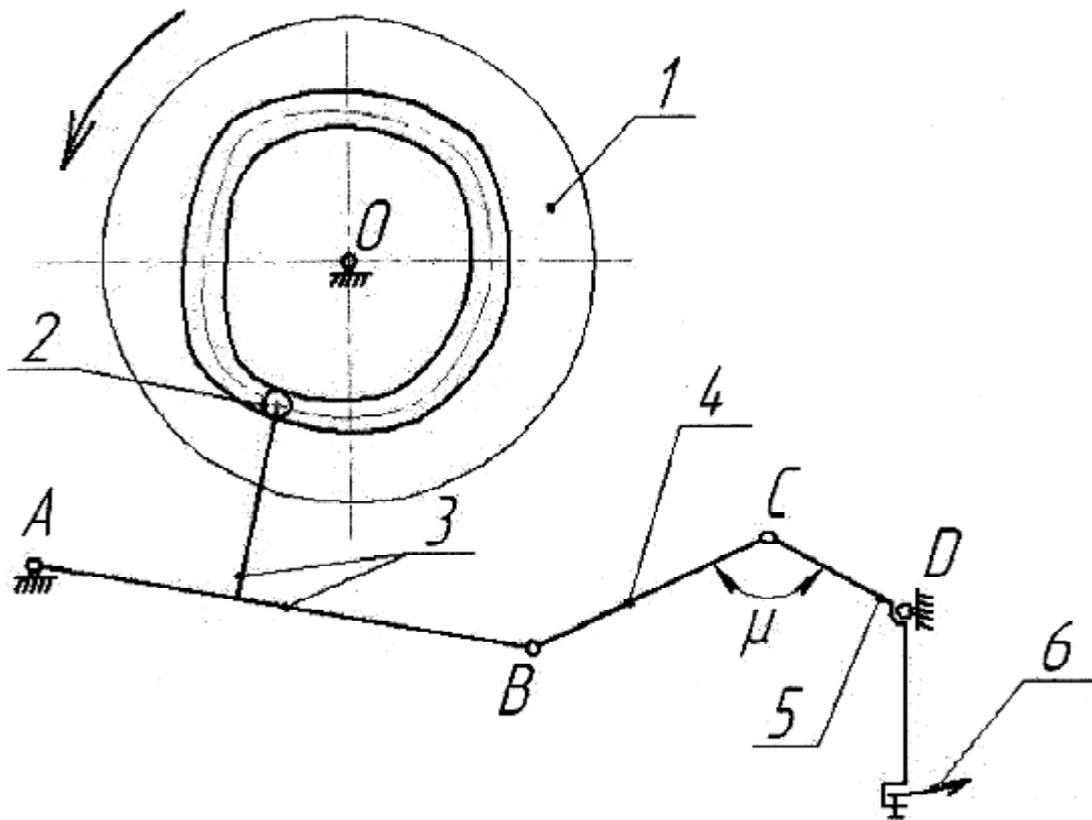


Рис. 1.1. Механизм иглы машины MBP-1

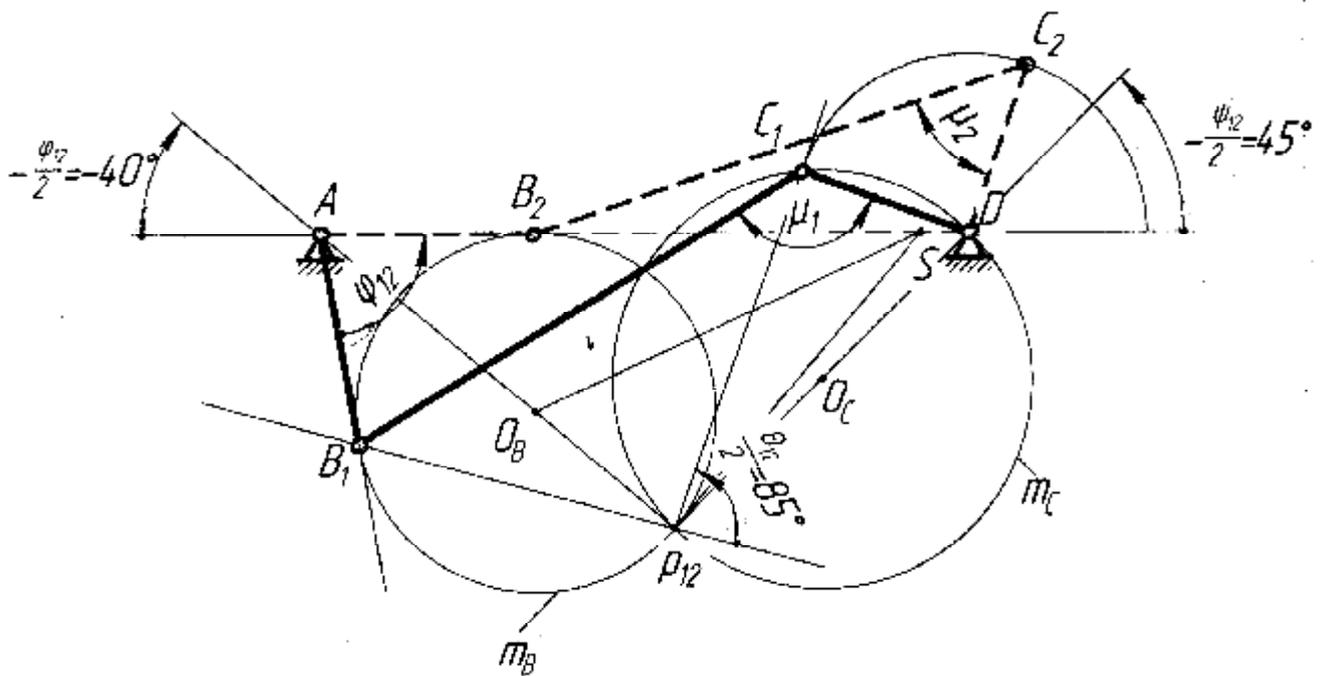


Рис. 1.2. Проектирование четырехзвенника

1.2. Геометрический синтез шарнирного механизма нитепритягивателя швейной машины

1.2.1. Постановка задачи

Нитепритягиватель в швейной машине предназначен для выполнения следующих функций: подача нити к игле и челноку, выбор нити и затяжка стежка, сдергивание нити с бобины для создания запаса для следующего стежка. От работы нитепритягивателя зависит качество выполнения строчки и производительность машины. Работа нитепритягивателя характеризуется количеством подаваемой и выбираемой нити в зависимости от угла поворота главного вала $S = F(\varphi)$ на отрезке $[\varphi = 0; \varphi = 2\pi]$.

На рис. 1.3 приведена кинематическая схема шарнирного механизма нитепритягивателя швейной машины челночного стежка. На рис. 1.4 приведена конструктивная схема механизма нитепритягивателя швейной машины. На рисунке обозначены: 1 - кривошип иглы и нитепритягивателя, 2 - нитепритягиватель, 3 - коромысло, O, A, B, C, D – центры шарниров, E – центр отверстия для нити, K - K – наружный контур корпусной части машины.

Отметим следующие конструктивные ограничения:

1) центр шарнира D должен располагаться на границе или за пределами круга радиуса R_{\max} , проведенного из центра O. При этом: $R_{\max} = R_0 + d/2 + \delta$, где R_0 – радиус цилиндрической части кривошипа 1, d – диаметр ступицы коромысла 3, δ – допустимый зазор между ступицей и противовесом ($\delta = 1$ мм);

2) траектория точки E и нитенаправителей N_1, N_2 должны находиться за пределами наружного контура K-K корпуса машины.

Целью проектирования является определение параметров схемы механизма нитепритягивателя по заданным условиям. Требуется определить параметры схемы $OB = x_1; BC = x_2; CD = x_3; x_D = x_4; y_D = x_5; CF = x_6; CE = x_7; \delta = x_8$ (рис. 1.3) такого кривошипно-коромыслового механизма, в котором траектория шатунной точки E имеет размах по оси Oy, равный заданной величине S_{12} , а перемещению точки из крайнего верхнего положения E_1 в крайнее нижнее – E_2 соответствует угол поворота кривошипа OB, равный заданной величине φ_{12} .

Из определяемых при синтезе механизма параметров исключим координаты $x_{N1}, y_{N1}, x_{N2}, y_{N2}$ направителей нити N_1, N_2 , т.к. они выбираются из конструктивных и технологических условий. Параметры схемы x_1, x_2, \dots, x_8 механизма нитепритягивателя определяем по условию интерполяционного приближения воспроизводимой зависимости $S = f(\varphi, x_1, x_2, \dots, x_8)$ к заданной зависимости $S = F(\varphi)$ в двух экстремальных точках 1 и 2. Точка 1 соответствует минимуму подачи нити ($\varphi = \varphi_1, S = 0, dS/d\varphi = 0$), а точка 2 - максимуму ($\varphi = \varphi_2, S = S_{\max}, dS/d\varphi = 0$).

Условия синтеза:

- проекции нитенаправителей N_1 и N_2 совпадают;
- полюс мгновенного вращения p_{22} совпадает с E_2 , а полюс p_{11} лежит на отрезке $[E_1E_2]$;

- центр шарнира D находится от центра главного вала O на расстоянии больше R_{\max} ;
- $\mu_{\text{доп}} \leq \mu \leq 180^\circ - \mu_{\text{доп}}$; $\mu_{\text{доп}} = 30^\circ$.

Исходные данные для проектирования механизма нитепритягивателя.

1) Зависимость величины освобождаемой нити (S) от угла φ поворота кривошипа иглы OA: $S = F(\varphi)$ на отрезке $[\varphi_n = 0; \varphi_k = 2\pi]$.

Таблица 1.2 – Заданная зависимость

φ , град	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345
S, мм	77	60	39	16	3,2	0	2	5,6	11,8	20	29	40	51,5	62	72	81	88,5	95	100	104	105	104	98	89,5

Из таблицы 1.2 точка 1 ($\varphi_1 = 75^\circ$; $S = 0$) – крайнее верхнее положение глазка нитепритягивателя E_1 ; точка 2 ($\varphi_2 = 300^\circ$, $S_{\max} = 105$ мм) – крайнее нижнее положение глазка нитепритягивателя E_2 .

2) Пределы наружного корпуса машины $R_{\max} = 41$ мм.

1.2.2. Порядок геометрического синтеза

1) Произвольно наносим точку O и проводим через нее оси координат X и Y. Построения представлены на рис. 1.5.

2) Из центра O проводим окружность $R_{\max} = 41$ мм, выбираем положение нитенаправителей N_1 и N_2 на пересечении касательных к окружности.

3) На пересечении окружности с осью X выбираем точку E_2 – крайнее нижнее положение глазка нитепритягивателя, которая будет одновременно полюсом мгновенного вращения p_{22} . При этом точка E_2 будет точкой возврата траектории с острием.

4) Через N и E_2 проводим прямую параллельно оси OY. От E_2 вверх на этой прямой откладываем на расстоянии $0,5 \cdot S_{\max} = 0,5 \cdot 105 = 52,5$ мм точку E_1 . Точка E_1 – точка возврата с радиусом кривизны, отличным от нуля.

5) Через точку O к отрезку $[OE_2]$ откладываем угол $|j_{12}| - p$, где $\varphi_{12} = \varphi_1 - \varphi_2 = 75^\circ - 300^\circ = -225^\circ$, $|j_{12}| - p = 225^\circ - 180^\circ = 45^\circ$. Угол откладываем в сторону, противоположную вращению кривошипа OB. На пересечении полученной прямой и отрезка E_1E_2 получаем полюс p_{11} .

6) Определяем полюс поворота p_{12} для двух положений нитепритягивателя ВСЕ. Для этого к середине отрезка E_1E_2 восстанавливаем перпендикуляр, строим биссектрису внешнего угла треугольника $Op_{11}p_{22}$ при вершине O. На их пересечении получаем полюс p_{12} .

7) Из построений определяем угол поворота $\Theta_{12} = \angle E_1p_{12}E_2 = -52^\circ$.

8) Так как точка V_1 является круговой точкой шатуна BE , а точка O – соответствующим центром поворота, воспользуемся для определения V_1 полюсом p_{12} и углом θ_{12} . Соединим p_{12} с O и через p_{12} проведем прямую под углом $(-\theta_{12} / 2 = 26^\circ)$ к отрезку $[p_{12}O]$. В пересечении этой прямой с прямой Op_{11} определим V_1 .

9) Определяем положение точки V_2 . Из центра O проводим окружность радиусом OV_1 , в пересечении этой окружности с прямой $p_{22}O$ определим V_2 .

10) Полюсами p_{12} , p_{11} и p_{22} заданы четыре положения шатуна BE : V_1E_1 , V_2E_2 и бесконечно близкие к ним положения. При этом имеем случай, когда $p_{12}p_{11} \cong p_{12}p_{22}$, $\theta_{12} \cong \angle p_{11}p_{12}p_{22}$. Для этого случая кривая центров (шарниров D) распадается на прямую m_{D1122} , совпадающую с биссектрисой $\angle p_{11}p_{12}p_{22}$, и окружность m'_{D1122} , проходящую через полюса. Определяем точку D на прямой m_d , которая является биссектрисой угла $p_{11}p_{12}p_{22}$. На этой прямой произвольно выбираем точку D за пределами окружности радиуса R_{\max} .

11) Для определения круговой точки C_1 воспользуемся полюсами p_{12} , p_{11} и углом поворота θ_{12} . Точка C_1 определится в пересечении двух прямых: прямой Op_{11} и прямой, проведенной через p_{12} под углом $(-\theta_{12} / 2 = 26^\circ)$ к прямой $p_{12}D$.

12) Соединив последовательно точки C_1 , V_1 , D , O , E_1 , получаем первое положение механизма.

13) Методом засечек строим второе положение механизма $OC_2V_2DE_2$.

14) Выполняем проверку углов передачи для положений механизма, когда шарнир V проходит через стойку OD (рис.1.6):

$$\mu_{\min} = 35^\circ, \mu_{\max} = 85^\circ.$$

Полученные значения удовлетворяют условию для углов передачи: $\mu_{\text{доп}} = 30^\circ$ град., $\mu_{\min} > \mu_{\text{доп}}$, $\mu_{\max} < 180^\circ - \mu_{\text{доп}}$.

15) Определяем графически размеры звеньев механизма:

$$OB = x_1; BC = x_2; CD = x_3;$$

$$x_D = x_4; y_D = x_5;$$

$$CF = x_6; CE = x_7;$$

$$\delta = x_8.$$

16) Строим механизм в 12-и положениях. Получаем траекторию глазка нитепритягивателя (рис. 1.7).

1.3. Оптимизационный синтез шарнирного механизма нитепритягивателя швейной машины

1.3.1. Постановка задачи

Постановка задачи оптимизационного синтеза дана в источнике [1] на странице 11. Постановка задачи оптимизационного синтеза шарнирного механизма нитепритягивателя швейной машины приведена в источнике [1] на странице 60.

1.3.2. Порядок оптимизационного синтеза

Порядок оптимизационного синтеза шарнирного механизма нитепритягивателя швейной машины изложен в источнике [1] на страницах 60-62.

1.3.3. Расчетно-графическая работа №2 «Геометрический и оптимизационный синтез механизма нитепритягивателя швейной машины»

1.3.3.1. Исходные данные

По темам практических занятий (подразделы 1.2 и 1.3) выполняется расчетно-графическая работа №2.

В таблице 1.3 даны индивидуальные задания для 30-и вариантов.

Задание:

- графическим методом спроектировать механизм нитепритягивателя швейной машины по условию воспроизведения заданной диаграммы $S = F(\varphi)$ в двух точках: точка 1 ($\varphi = \varphi_1, S = 0$), точка 2 ($\varphi = \varphi_2, S = S_{\max}$). Определить начальные параметры схемы механизма $OB = x_1; BC = x_2; CD = x_3; x_D = x_4; y_D = x_5; CF = x_6; CE = x_7; \delta = x_8$.

- оптимизировать параметры схемы по условию воспроизведения заданной зависимости $S = F(\varphi)$ по стандартной программе на кафедре.

Порядок работы с программой оптимизации

В начале работы программа запрашивает номер варианта, количество точек диаграммы $S = F(\varphi)$ (24 точки).

Затем в программу оптимизации вводятся табличные значения координат (φ_i, S_i) заданной диаграммы подаваемой нити $S = F(\varphi)$ для своего варианта.

После программа запрашивает найденные при геометрическом синтезе значения параметров схемы механизма (x_1, x_2, \dots, x_8) .

Перед работой с программой оптимизации механизма нитепритягивателя следует подготовить исходные данные, а именно задаться границами интервалов оптимизации для каждого параметра $(x_{i\min}, x_{i\max})$. Рекомендуется свести их в таблицу 1.4. Порядок записи в таблице соответствует последовательности запроса данных программой оптимизации. Программа запрашивает также шаг оптимизации (достаточно 0,5 мм), заданные параметры схемы механизма $x_{N_1}, y_{N_1}, z_{N_1}, x_{N_2}, y_{N_2}, z_{N_2}$, допустимое значение угла передачи $\mu_{\text{доп}}$.

Вид диалогового окна программы показан на рис.1.9. В результате работы программы на заданном интервале значений параметра $(x_{i\min}, x_{i\max})$ определяется оптимальное значение $x_{i\text{оптим}}$, при котором воспроизводимая зависимость наименее отклоняется от заданной. Создается текстовый файл с результатами оптимизационного расчета, пример распечатки которого представлен на рисунке 1.10.

1.3.3.2. Содержание отчета

Отчет по расчетно-графической работе должен содержать:

- исходные данные для проектирования,
- исходную схему механизма нитепритягивателя швейной машины (рис. 1.3),
- графические построения механизма нитепритягивателя в двух положениях для своего варианта,
- описание порядка построений,
- проверку углов передачи,
- построение траектории движения точки E (12 положений механизма),
- определение относительных параметров схемы механизма,
- средние и граничные значения начальных параметров схемы механизма для оптимизационного синтеза,
- распечатку значений функции заданной зависимости $S = F(\varphi)$ и воспроизводимой зависимости $S = f(\varphi, x_1, x_2, \dots, x_8)$
- графики заданной зависимости $S = F(\varphi)$ для своего варианта и воспроизводимой зависимости $S = f(\varphi, x_1, x_2, \dots, x_8)$ для оптимального механизма, построенные в одной системе координат.

Таблица 1.4 – Исходные данные для программы оптимизации

Обозначение параметра схемы механизма	Значение параметра с чертежа, мм, град.	Границы интервала оптимизации	
		Минимальное значение параметра	Максимальное значение параметра
OB	13	11	15
δ	30	20	40
x_D	-34	-36	-31
y_D	25	23	27
BC	26	24	28
CE	34	32	36
CF	15	13	17
CD	46	44	48
x_{N_1}	-41		
y_{N_1}	-41		
z_{N_1}	0		
x_{N_2}	-41		
y_{N_2}	-41		
z_{N_2}	0		
$\mu_{\text{доп}}$	30°		

Таблица 1.3 – Варианты заданий на РГР №2

№	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°	105°	120°	135°	150°	165°	180°	195°	210°	225°	240°	155°	270°	185°	300°	315°	330°	345°	Rmax мм
1	56	40	24	11	2,5	0	1,5	5	10	15	22	30	39	49	58	67	74	81	85	88,5	90	88	81,5	71	31
2	65	47	27	12	2,8	0	1,6	5,2	10,6	17	25	34,5	44,5	55,5	65	73	80	85,5	90	93,5	95	93	88	79	36
3	72	56	34	13	3	0	1,8	5,4	11,2	19	27	37,5	47,5	59,5	69	77	84	90	95	98	100	98,5	94	84,5	39
4	7,7	60	39	16	3,2	0	2	5,6	11,8	20	29	40	51,5	62	72	81	88,5	95	100	104	105	104	98	89,5	41
5	81	64	41	18	3,5	0	2	5,8	12,4	21	31	42,5	54,5	65,5	75,5	85	92,5	99,5	105	108,5	110	108,5	103	94	43
6	85	68	44	20	3,8	0	2	6	13	21,5	32	44	56,5	68	79,5	89	97	104	109,5	113	115	113,5	108	98,5	45
7	88	70	45	21	4	0	2	6,2	13,6	22	34	46	58,5	71,5	83	92,5	101,5	108	114	117,5	120	118	112,5	102,5	47
8	92	73	46	22	4,2	0	2,5	6,6	14	23	36	47,5	59,5	73,5	85	95	104	112	117,5	122,5	125	123	116,5	106	49
9	94	75	47	23	4,5	0	2,5	6,8	14,5	24	36,5	48,5	61,5	75,5	88	98,5	108,5	116,5	122,5	127,5	130	127,5	120	109,5	51
10	97	76	48	24	5	0	2,5	7	15	25	38	50	63,5	77,5	91	103	112,5	121	127,5	132,5	135	133	126	114	53
11	102,5	82	54	25	5	0	2,5	7	16	26,5	40	55	69	82,5	95,5	107,5	118	126,5	133	137,5	140	139	133,5	125	55
12	111,5	88	58	26	5,5	0	2,5	7,5	16,5	28	43	58	71,5	85,5	99	112	123,5	132	138,5	143	145	144	139,5	128	57
13	38	21,5	9	2,5	0	1,5	3,5	8,5	13,5	20	27	35,5	44,5	54	63	71,5	78,5	84	87,5	90	89	83	73	57	31
14	43	24	10	2,5	0	1,5	3,5	10	15,5	22	29	37,5	46,5	56,5	65,5	74	81	88	92,5	94	94	88	78	62,5	36
15	48	28	11,5	2,5	0	1,5	3,5	11	17	24	31,5	40	49,5	59	69	77	86	93,5	98	100	99	93	83	68	39
16	54	33	13	3	0	1,5	4	11	17,5	26	34	43	52,5	63	73,5	83,5	92	98,5	102,5	105	104	98,5	88,5	73	41
17	60	37	14,5	3	0	1,5	4	11	19	27,5	36	45,5	56	67,5	79	88,5	97,5	104	108	110	109	104	94,5	80	43
18	64	39,5	15	3	0	1,5	4	11,5	20	29,5	39	49	61	72,5	82,5	92,5	102	109	113	115	114	108,5	99	85	45
19	67	41	16	3,5	0	1,5	4	11,5	20,5	30,5	41,5	53	65	76	86	97	106	113	117,5	120	119	114	103	88	47
20	70	43	16,5	3,5	0	1,5	4,5	11,5	20,5	32	43	55,5	67,5	79,5	90,5	100,5	110	117,5	122	125	124	118,5	108	93	49
21	76	46	17,5	3,5	0	1,5	4,5	12	21	32,5	45	57,5	70	82	93,5	103,5	113	121	126,5	130	129	124	114	97,5	51
22	80	49	18	4	0	1,5	4,5	12	21,5	33,5	46,5	60	73	85	96,5	106,5	116	124	130,5	134,5	134	128,5	118	103	53
23	85	54	20	4	0	1,5	4,5	12,5	22	34	48	63	75,5	88	99	110	119	128	134	139	138,5	133	123	109	55
24	89	59	21,5	4,5	0	1,5	5	13	22,5	35,5	50	65	78	90	101	112	123	132	139	144	143,5	137,5	128	113	57
25	48,5	30,5	14,5	3,5	0	1	3,5	6,5	10,5	15	22	29	37,5	45,5	53,5	61,5	67,5	72	76	78,5	80	78	71,5	62	19
26	54,5	37	16,5	3,5	0	1	3,5	8	12,5	17,5	24,5	31,5	40	48	56,5	64	71	76,5	81	84	85	84	77,5	67,5	20
27	60	41,5	19	4,0	0	1	4	8,5	13,5	19	26	32,5	42	51	59	67	74,5	80	85,5	89	90	88	82	72,5	21
28	64	46	22	4,0	0	1	4	9	14,5	21	28	35,5	45	54,5	63	71,5	78,5	85	90	93,5	95	93	87	77	23
29	67,5	48	23	4,0	0	1,5	4,5	9,5	16	22,5	30	38,5	48	57	66	74	81	88,5	94	98,5	100	98	91	80,5	25
30	70	51,5	24,5	4,5	0	1,5	4,5	10	16,5	24	32	40	50	59	68	76	83,5	91	97,5	102,5	105	103	95	84,5	27

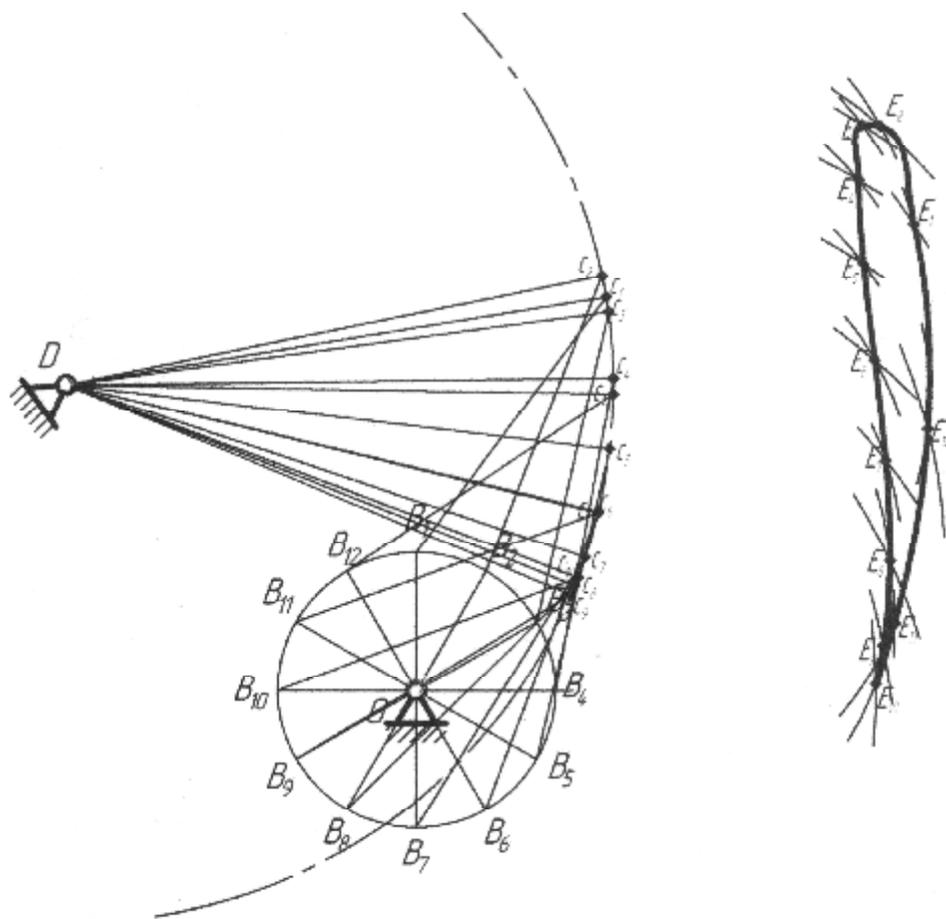


Рис. 1.7. Траектория движения точки E

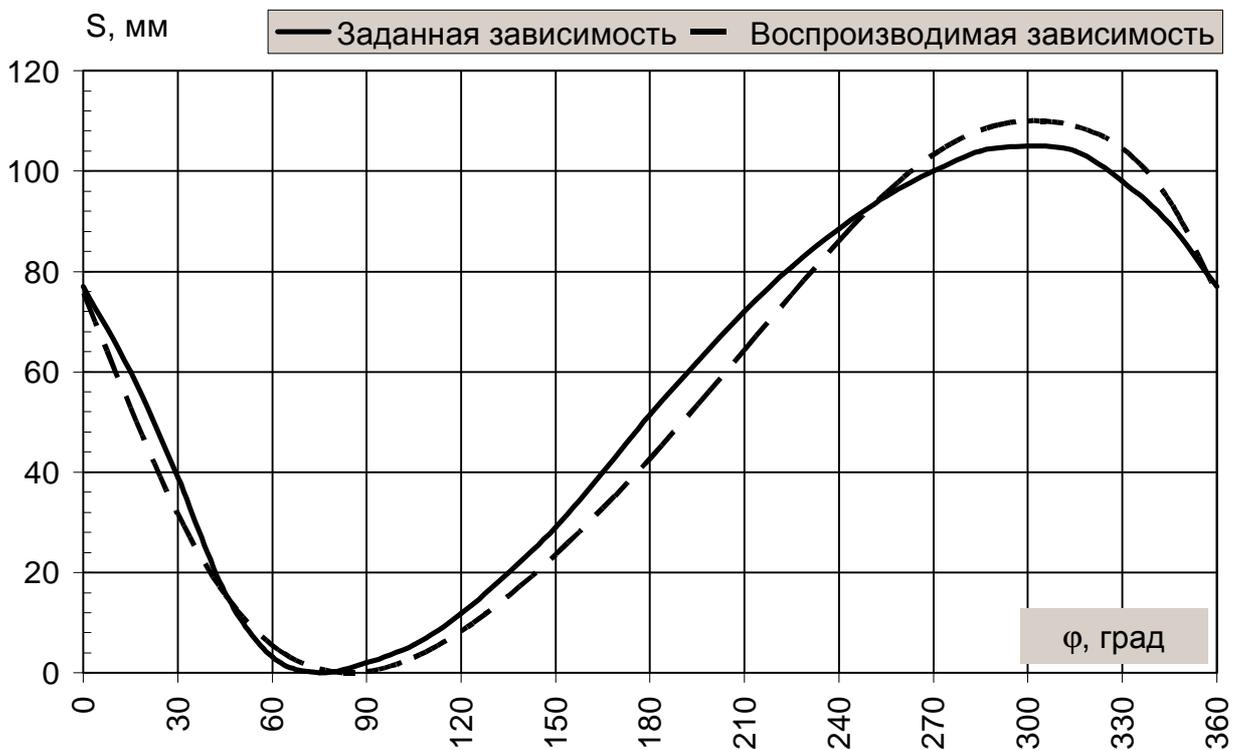


Рис. 1.8. Графики заданной и воспроизводимой зависимостей

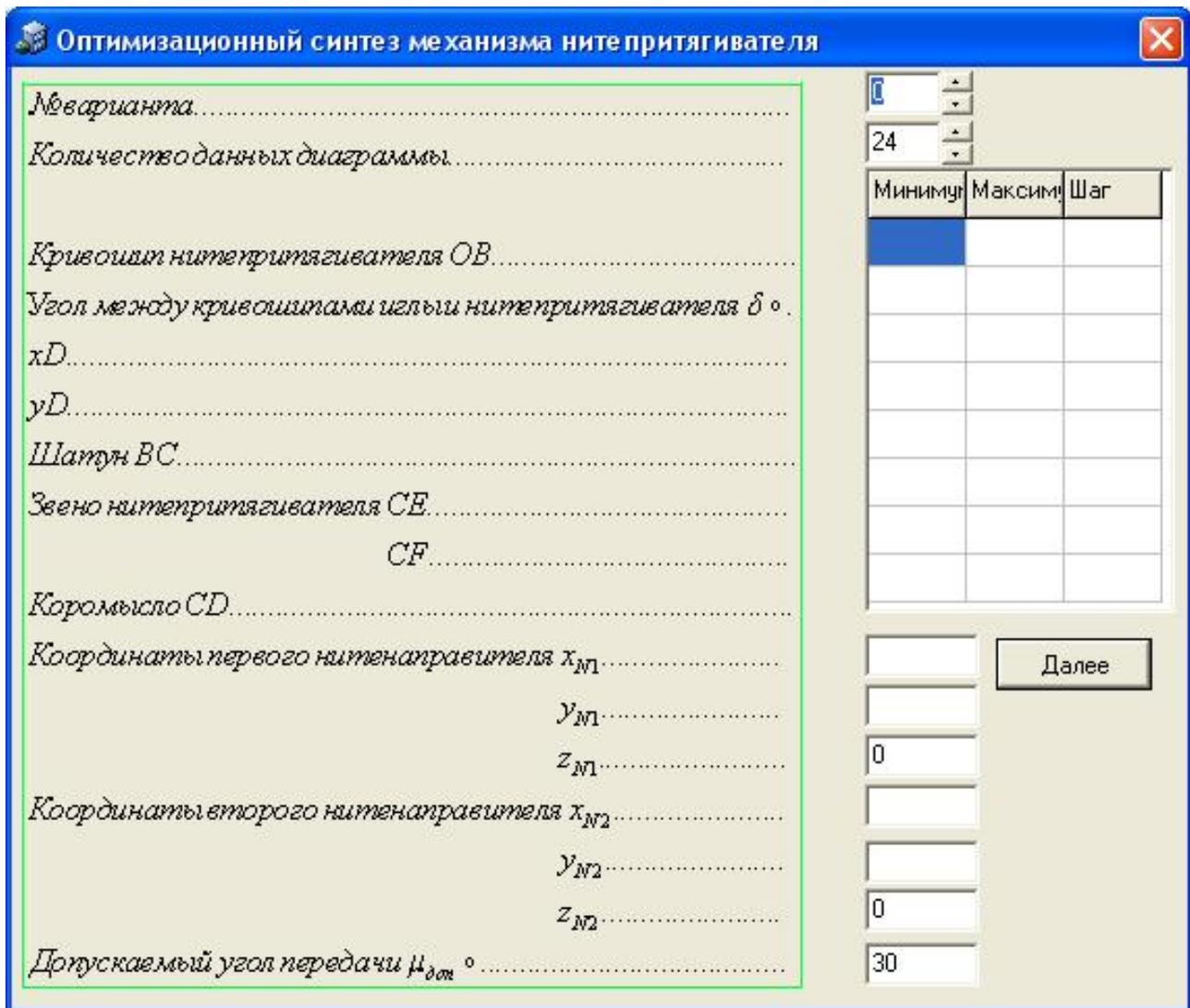


Рис. 1.9. – Вид окна программы оптимизации

Variant -->

Xd =34.30 Yd= 25.60 delta=23.60 OB=13.80
BC =26.30 CD=46.20 CE =34.00 CF=15.50
Xn1 =-41.00 Yn1=-41.00 Zn1= 0.00
Xn2 =-41.00 Yn2=-41.00 Zn2= 0.00
min =35.23 max=98.94

Nit =110.01 Fizat=300.00 Fipod=90.00 del.S= 5.10

Angle	Old	New
0.00	77.00	75.71
15.00	60.00	52.88
30.00	39.00	31.64
45.00	16.00	15.60
60.00	3.20	5.51
75.00	0.00	0.74
90.00	2.00	0.25
105.00	5.60	3.05
120.00	11.80	8.29
135.00	20.00	15.29
150.00	29.00	23.56
165.00	40.00	32.79
180.00	51.50	42.78
195.00	62.00	53.38
210.00	72.00	64.37
225.00	81.00	75.45
240.00	88.50	86.12
255.00	95.00	95.68
270.00	100.00	103.30
285.00	104.00	108.18
300.00	105.00	110.01
315.00	104.00	108.96
330.00	98.00	104.51
345.00	89.50	94.09

Рис. 1.10. Образец распечатки результатов оптимизации

1.4. Геометрический синтез механизма продвижения материала швейной машины

1.4.1. Постановка задачи

Рассмотрим процесс транспортирования материала в швейной машине

На рис. 1.11 приведена схема транспортирующих инструментов швейной машины. Сшиваемые материалы 2 прижимаются к игольной пластине 5 лапкой 3 с помощью пружины 4. Транспортирование материалов производится зубчатой рейкой 1, расположенной в прямоугольном пазу игольной пластины. Траектория движения одного из зубцов рейки Т показана на рис. 1.12. Она представляет собой замкнутую кривую, напоминающую эллипс. На участке траектории, выделенном жирной линией, происходит сцепление зубцов рейки с нижним материалом и перемещение его на величину шага стежка $S_{ст}$. Верхний материал перемещается вместе с нижним за счет сил сцепления (трения). Между величиной размаха рейки S_p и шагом стежка $S_{ст}$ существует приближенное соотношение $S_p \approx 1,2S_{ст}$.

Кинематическая схема реечного механизма транспортирования материала швейной машины изображена на рис. 1.13. Кинематическую цепь механизма можно представить состоящей из трех частей:

- 1) механизма продвижения материала $OABEBCDM$;
- 2) механизма подъема материала $ONPO_1G$;
- 3) диады MHG .

Ведущие звенья OA и ON механизмов продвижения и подъема материалов жестко связаны друг с другом, а диада MHG своими крайними элементами M и G шарнирно присоединена к ведомым звеньям CDM и PO_1G этих механизмов.

Механизм продвижения материала является регулируемым. С помощью специального рычажного устройства, изображенного на рис. 1.13 в виде рычага EFH , устанавливаемого в определенном положении с помощью камня, скользящего по круговой кулисе K и закрепляемого на ней винтом, можно изменять положение неподвижного шарнира E шестизвенного механизма $OABEBCDM$. При регулировке шарнир E перемещается по дуге окружности m_E с центром в точке F .

Регулировкой положения шарнира E можно изменять угол размаха ψ_p ведомого звена CDM , а, следовательно, и величину размаха S_p траектории зубчатой рейки, а также изменять на обратное направление движения зубцов рейки по траектории. На дуге m_E имеется такое положение E_0 шарнира E , при котором угол размаха ψ_p ведомого звена равен нулю. На рис. 1.18 для этого положения шарнира E_0 показаны крайние (мертвые) положения механизма. Обозначения шарниров в одном из этих положений имеют нижний индекс "0", в другом - нижний индекс "0" и верхний штрих. Крайние положениями C_0 и C'_0 шарнира C ведомого звена совпадают, а звено CD неподвижно при вращении кривошипа OA . При этом выполняются следующие условия:

- шарнир E_0 совпадает с C_0 ;

- длины звеньев BC, BE и EF равны: $l_{BC} = l_{BE} = l_{EF}$.

Если шарнир E (см. рис. 1.13) расположен слева от E_0 , то движение зубцов рейки по траектории происходит (см. рис. 1.12) по стрелке, что соответствует прямой подаче материала. Размах S_p рейки возрастает при удалении точки E от E_0 влево.

На рис. 1.16 показано положение $E_{пр}$ шарнира E при прямой подаче и максимальном размахе $\Psi_{рmax}$ ведомого звена CD. Для этого положения показаны крайние положения механизма продвижения.

Обозначения подвижных шарниров в этих положениях имеют индексы 1 и 2. Угол размаха ведомого звена обозначен Ψ_{12} . Если шарнир E расположен справа от E_0 (рис. 1.18), то получим движение зубцов рейки по траектории в направлении, обратном стрелке (рис. 1.12), что соответствует обратной подаче материалов. Размах рейки S_p увеличивается с удалением E от E_0 вправо. На рис. 1.17 показано положение $E_{обр}$ шарнира E при обратной подаче материала при максимальном размахе ведомого звена. Для этого положения на рис. 19 показаны крайние (мертвые) положения механизма продвижения. В этих положениях обозначения подвижных шарниров имеют индексы 3 и 4. Угол размаха ведомого звена обозначен Ψ_{34} .

Обозначим параметры схемы механизма (рис. 1.13):

$l_{OA}, l_{AB}, l_{BE}, l_{BC}, l_{CD}, l_{MD}, l_{EF}$ длины звеньев OA, AB, BE, BC, CD, MD, EF, x_F, y_F, x_D, y_D – координаты шарниров F и D в системе координат xOy, δ – угол между коромыслами CD и MD, Ξ – угол, определяющий положение звена FE относительно оси Fx. Условия технологического процесса стачивания, выполняемого на швейных машинах, предъявляют к механизму продвижения два основных требования:

1) шаг подачи материалов $S_{ст}$ должен регулироваться в следующих пределах: от нуля до S_{max} при прямой подаче и от нуля до $(-S_{max})$ – при обратной подаче;

2) крайние положения рейки (точки T на рис. 1.11 и 1.12) при максимальном размахе для прямой и обратной подачи материалов должны совпадать. Последнее необходимо для того, чтобы иметь приблизительно неизменным среднее положение рейки относительно оси иглы (см. рис. 1.11) при любом размахе при прямой и обратной подаче материалов. Для удовлетворения этих требований в механизме продвижения углы размаха Ψ_{12} (см. рис. 1.16) при прямой подаче и Ψ_{34} (см. рис. 1.17) при обратной подаче должны быть равными

$$\Psi_{р max} = \frac{1,2S_{max}}{l_{MD}} \text{ и совпадать положения } C_1, C_4 \text{ и } C_2, C_3 \text{ шарниров } C.$$

Кроме указанных технологических требований, к механизму продвижения предъявляются динамические и конструктивные требования.

В современных швейных машинах частота вращения нижнего распределительного вала, на котором закреплен кривошип OA механизма продвижения, достигает 6000 об/мин. При этом в кинематических парах механизма возникают

большие динамические нагрузки, что приводит к быстрому износу элементов кинематических пар.

Для снижения динамических нагрузок в кинематических парах необходимо проектировать механизмы с оптимальными углами передачи [1,2] .

В механизме продвижения имеется два угла передачи – μ и η (см. рис. 1.13).

Для обеспечения работоспособности механизма должны выполняться, как минимум, следующие условия [1]:

$$m_{\text{доп}} \leq m \leq p - m_{\text{доп}},$$

$$h_{\text{доп}} \leq h \leq p - h_{\text{доп}},$$

где: $m_{\text{доп}}, h_{\text{доп}}$ – допускаемые значения углов передачи. (Обычно $m_{\text{доп}} = h_{\text{доп}} = 30^\circ$.) Используя методы проектирования, изложенные в [1], можно удовлетворить более жесткие требования к углам передачи μ и η .

Анализируя углы μ при прямой передаче (см. рис. 1.16) можно отметить следующее:

- экстремальные значения $m_{\text{min}}^{\text{np}}, m_{\text{max}}^{\text{np}}$ этого угла имеют место при пересечении кривошипом ОА линии стойки ОЕпр;

- из двух экстремальных значений $m_{\text{min}}^{\text{np}}, m_{\text{max}}^{\text{np}}$ наиболее опасным, т.е. наиболее отличающимся от 90° является угол $m_{\text{max}}^{\text{np}}$.

Обозначим $m_{\text{max}}^{\text{np}} = m_{\text{max}}$.

Анализируя углы μ при обратной подаче (рис. 19), можно отметить:

- экстремальные значения $m_{\text{min}}^{\text{обр}}, m_{\text{max}}^{\text{обр}}$ имеют место при пересечении кривошипом ОА линии ОЕобр;

- из двух экстремальных значений $m_{\text{min}}^{\text{обр}}, m_{\text{max}}^{\text{обр}}$ наиболее опасным является угол $m_{\text{min}}^{\text{обр}}$. Обозначим $m_{\text{min}}^{\text{обр}} = m_{\text{min}}$.

Анализируя углы передачи для прямой подачи (рис.1.16), можно отметить, что угол η изменяется монотонно между η_1 и η_2 в том случае, если ведущее звено ЕпрВ при переходе из положения ЕпрВ₁ в положение ЕпрВ₂ не пересекает линию стойки ЕпрD. При этом η_1 и η_2 - являются экстремальными значениями угла η для прямой подачи.

Аналогично анализируя углы η при обратной подаче, можно отметить, что угол изменяется монотонно между η_3 и η_4 , если ведущее звено ЕобрВ при переходе из положения ЕобрВ₃ в положение ЕобрВ₄ не пересекает стойку ЕобрD. При этом η_3 и η_4 являются экстремальными значениями угла η для обратной подачи.

Отметим также, что механизм продвижения наиболее длительное время работает при прямой подаче материала. Поэтому в первую очередь следует оптимизировать углы передачи μ и η для прямой подачи материала.

С учетом изложенного требования к углам передачи сформулируем следующим образом:

$$90^\circ - h_1 = h_2 - 90^\circ, \quad (2)$$

$$m_{\max} \leq m_0, \quad (3)$$

$$m_{\min} \leq m_{\text{дон}}, \quad (4)$$

$$h_{\text{дон}} \leq h_3 \leq 180^\circ - h_{\text{дон}}, \quad (5)$$

$$h_{\text{дон}} \leq h_4 \leq 180^\circ - h_{\text{дон}}, \quad (6)$$

где: $m_0, m_{\text{дон}}, h_{\text{дон}}$ – заданные значения углов μ и η .

При удовлетворении этих требований достигаются следующие цели:

- оптимизируются углы η_1 и η_2 при прямой подаче материала;
- получается заданное значение m_{\max} ;
- углы m_{\min} , η_3 и η_4 находятся в заданных пределах.

При проектировании механизма следует учесть ограничения конструктивного характера, при игнорировании которых невозможна реализация механизма.

Коромысло CD механизма продвижения устанавливается на вал продвижения, диаметр которого уже определен. В связи с этим возникают ограничения на минимальные значения длины CD и расстояния DEпр.

На рис. 1.14 показан эскиз конструкции звена CD и показано взаимное расположение вала продвижения с центром D и шарнира Eпр. Из рис. 1.14 следует, что минимально возможная длина CD равна:

$$(l_{CD})_{\min} = \frac{d_2 + d_4}{2} + d,$$

где: $d_2 = d_1 + 6$ мм, $d_4 = d_3 + 4$ мм, $\delta = 1$ мм.

Из опыта конструирования подобных механизмов можно принять:

$$d_1 = 10 \text{ мм}; \quad d_3 = 5 \text{ мм. Тогда: } (l_{CD})_{\min} = \frac{16+9}{2} + 1 = 13,5 \text{ мм} .$$

Исследования показали, что при небольших значениях CD возрастают реакции в шарнире С. В связи с этим рекомендуется длину l_{CD} принимать не менее 20 мм.

$$(l_{DEпр})_{\min} = \frac{d_1 + d_4}{2} + d_1,$$

где: $d_1 = 10$ мм; $d_4 = 9$ мм; $\delta_1 = 0,5$ мм. Тогда:

$$(l_{DE_{np}})_{\min} = \frac{10+9}{2} + 0,5\text{мм} = 10\text{мм}.$$

Таким образом, конструктивные требования сводятся к заданию минимальных значений l_{CD} и l_{DE} .

1.4.2. Порядок геометрического синтеза

Решение задачи синтеза механизма продвижения выполним в следующей последовательности.

I Синтез четырехзвенника $E_{np}BCD$ (рис. 1.15).

II Синтез четырехзвенника $OABE_{np}$ (рис. 1.16).

III Определение положения $E_{обр}$ шарнира E и проверка выполнения требований (4) – (6) к углам передачи (рис. 1.17).

IV Определение шарнира F и положения E_0 шарнира E (рис. 1.18).

I Синтез четырехзвенника $E_{np}BCD$

Исходя из требований, предъявляемых к механизму продвижения в целом, сформулируем условия синтеза четырехзвенника $E_{np}BCD$ (см. рис. 1.15).

- угол поворота Ψ_{12} ведомого звена CD задан: $\Psi_{12} = \Psi_{p \max}$;

- углы передачи η_1 и η_2 должны удовлетворять требованию (2);

- известны минимальные значения $(l_{CD})_{\min} = 20\text{мм}$, $(l_{DE_{np}})_{\min} = 10\text{мм}$, $BC = 18\text{мм}$, $MD = 24\text{мм}$;

- длина стежка $S_{\max} = 9\text{мм}$.

При синтезе четырехзвенника по заданным условиям воспользуемся геометрическими методами синтеза шарнирного двухкоромыслового четырехзвенника, изложенными в [1]. Так как точность геометрических методов синтеза повышается с увеличением масштаба, то, учитывая небольшие значения длин звеньев механизма, выберем масштаб построений $M > 1$.

Порядок проектирования четырехзвенника $E_{np}BCD$

1) Определяем угол размаха ведомого звена MD:

$$\gamma_{12} = \frac{1,2S_{cm}}{MD} = 1,2 \cdot \frac{9}{24} = 0,45 \text{ рад} = 25,8^\circ.$$

2) В выбранном масштабе наносим на чертеж стойку $E_{np}D$ механизма $DE_{np} = (l_{DE_{np}})_{\min} \cdot M = 10\text{мм} \cdot 5 = 50\text{мм}$.

3) Через неподвижный шарнир D ведомого звена CD проводим прямую под углом $\left(-\frac{\Psi_{12}}{2}\right) = -\frac{25,8}{2} = -12,9^\circ$ к направлению $E_{np}D$ стойки. На этой прямой согласно [1] должен лежать полюс P_{12} относительного положения ведущего $E_{np}B$ и ведомого CD звеньев.

4) На построенной прямой определяем полюс P_{12} на расстоянии $DP_{12} = DC_1 = 20$ мм от точки D , так как при известном P_{12} [1] может быть проведена окружность m_{C_1} с диаметром $P_{12}D$ – геометрическое место центра поворота C_1 .

Из центра O , расположенного в середине отрезка DP_{12} , проводим окружность m_{C_1} через P_{12} и D .

5) Так как угол поворота φ_{12} ведущего звена BE_{np} не задан, то для определения j_{12} используем графические построения. Положение точки C_1 выбираем на окружности m_{C_1} вблизи полюса P_{12} с условием, что $DP_{12} = DC_1 = 20$ мм.

Соединим P_{12} с E_{np} . Угол между $E_{np}D$ и $E_{np}P_{12}$ равен $\left(-\frac{j_{12}}{2}\right) = -26^\circ$, где $\varphi_{12} = 52^\circ$ – угол поворота ведущего звена $E_{np}B$.

6) Определим угол относительного поворота $\Theta_{12} = \varphi_{12} - \Psi_{12} = 52^\circ - 25,8^\circ = 26^\circ$.

7) Через полюс p_{12} проведем прямую под углом $-\frac{q_{12}}{2} = -\frac{26^\circ}{2} = -13^\circ$ к прямой $(p_{12}C_1)$. Получим прямую m_{B_1} – геометрическое место круговой точки B_1 .

Из условия, что $BE = BC$, через середину отрезка $[E_{np}C_1]$ проведем перпендикуляр. Построенный перпендикуляр пересекает прямую m_{B_1} в точке B_1 .

8) Фигура $DC_1B_1E_{np}$ определит первое положение искомого четырехзвенника.

9) Истинные размеры звеньев механизма определяются с учетом масштаба:

$$M = \frac{C_1D}{(l_{C_1D})_{\min}} = \frac{95\text{мм}}{20\text{мм}} = 4,75;$$

$$DE_{np} = \frac{(l_{DE_{np}})}{M} = \frac{50\text{мм}}{4,75} = 10,5\text{мм};$$

$$EB = BC = \frac{(l_{EB})}{M} = \frac{90\text{мм}}{4,75} = 19\text{мм}.$$

10) Проверяем требования к углам передачи:

$$90^\circ - h_1 = h_2 - 90^\circ, \quad h_1 = 85^\circ; h_2 = 95^\circ,$$

$$90^\circ - 85^\circ = 95^\circ - 90^\circ, \quad (5^\circ = 5^\circ)$$

В общем случае шарнир C_1' не лежит на окружности m_{C_1} , в результате не выполняются требования (2) к углам передачи η_1 и η_2 .

II Синтез четырехзвенника $OABE_{np}$

Исходные требования для синтеза механизма следующие (см.рис. 1.16):

- задан угол размаха φ_{12} ведомого звена BE ;

- задано расстояние между шарнирами O и D , так как O и D – проекции осей нижнего распределительного вала и вала продвижения швейной машины,

которые обычно унифицированы для данного конструктивного ряда машин. Известны координаты $x_D = -63$ мм, $y_D = -1$ точки D в системе координат xOy (рис. 1.16), тогда $l_{DO} = \sqrt{x_D^2 + y_D^2} = \sqrt{(-63)^2 + (-1)^2} = 63,05$ мм;

- угол передачи m_{\max} должен удовлетворять неравенству (3).

Порядок проектирования четырехзвенника OABE_{пр}

1) В масштабе $M = 4,75$ строим стойку DO.

2) Точку O соединим прямыми с точками B₁ и B₂. Определим длину кривошипа OA и шатуна AB четырехзвенника OABE_{пр} из равенств:

$$OA = \frac{OB_1 - OB_2}{2} = \frac{230 - 160}{2} = 35 \text{ мм}; \quad AB = OB_1 - OA = 230 - 35 = 195 \text{ мм}.$$

3) Из центра O проводим окружность радиуса OA. В новом масштабе M₁ выполняем построения двух положений четырехзвенника E_{пр}B₁CD (см. рис. 1.15 и 1.16).

4) Истинные длины звеньев определяем с учетом масштаба M₁:

$$l_{OA} = \frac{OA}{M} = \frac{35}{4,75} = 7,4 \text{ мм} \quad l_{AB} = \frac{AB}{M_1} = \frac{195}{4,75} = 41 \text{ мм}$$

5) На рис. 1.16 построены мертвые положения OA₁B₁E_{пр} и OA₂B₂E_{пр} искомого четырехзвенника. Проверяем экстремальные значения углов передачи $m_{\max} = \angle OB_2C_2 = 112^\circ$; $m_{\min} = \angle OB_1C_1 = 95^\circ$

III Определение положения E_{обр} шарнира E и проверка выполнения требований (4) - (6) к углам передачи

1) В системе координат xOy (рис. 1.17) в масштабе M₁ наносим на чертеж шарнир D и шарниры C₃ и C₄, которые должны совпадать соответственно с C₁ и C₂ (см.рис. 1.18).

2) Из центра O проводим дуги окружностей K₃ и K₄ радиусами соответственно равными (AB + OA) и (AB - OA), которые пройдут соответственно через точки B₁ и B₂.

3) Из центра C₃ проводим дугу радиуса BC, в пересечении этой дуги и дуги K₃ определим положение B₃ шарнира B.

4) Из точки C₄ проводим дугу радиуса BC, в пересечении этой дуги и дуги K₄ определим B₄.

5) Из центров B₃ и B₄ проводим дуги радиусами BE = BC, в пересечении дуг получим точку E_{обр}. На рис. 1.19 построены два мертвых положения OA₃B₃E_{обр}B₃C₃D и OA₄B₄E_{обр}B₄C₄D механизма продвижения.

6) Для этого механизма определим углы η_1 , η_2 , m_{\min} и проверяем, удовлетворяются ли неравенства (4)–(6). Напомним, что m_{\min} определяется для положения механизма, при котором кривошип OA совпадает с прямой OE_{обр}. Обычно значения углов η_3 и η_4 с большим запасом удовлетворяют неравенствам (5),

(б). Значение же угла m_{\min} может не соответствовать (4). В этом случае задаются большим значением μ_0 и все построения, начиная с п.4 (стр. 19) повторяют до тех пор, пока не будет удовлетворяться неравенство (4).

IV Определение шарнира F и положения E_0 шарнира E

Для решения поставленных задач достаточно выполнить следующие построения (рис. 1.18) в масштабе M_1 .

1) Наносим на чертеж систему координат xOy . В этой системе отмечаем точки $D(x_D, y_D)$, $C_1, C_2, E_{пр}, E_{обр}$.

2) Из центров $E_{пр}, E_{обр}$ проводим дуги окружностей радиуса $EF = BC$, в пересечении дуг определим шарнир F.

3) Из центра F проводим дугу радиуса EF , в пересечении этой дуги с дугой окружности шарниров C определим E_0 .

На рис. 1.18 построены мертвые положения $OA_0B_0E_0D$ и $OA'_0B'_0E_0D$ механизма.

Положения $E_{пр}, E_{обр}, E_0$ шарнира E определим углами $\Xi_{пр}, \Xi_{обр}, \Xi_0$, измеренными непосредственно из чертежа.

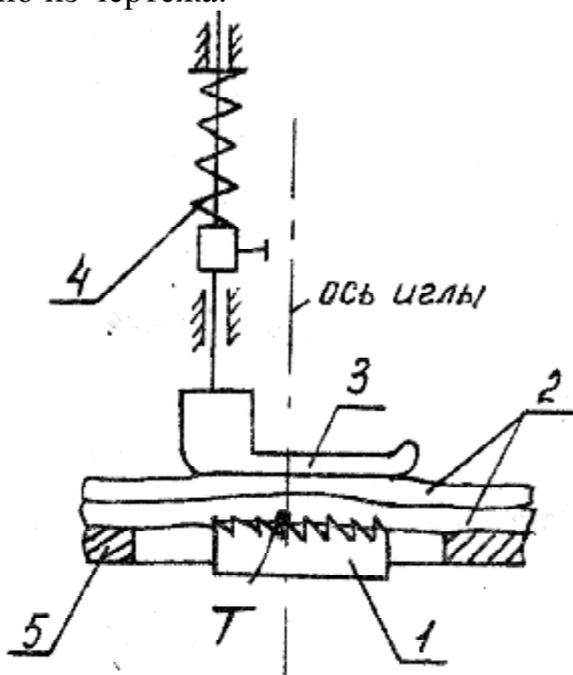


Рис. 1.11. Схема транспортирования материала

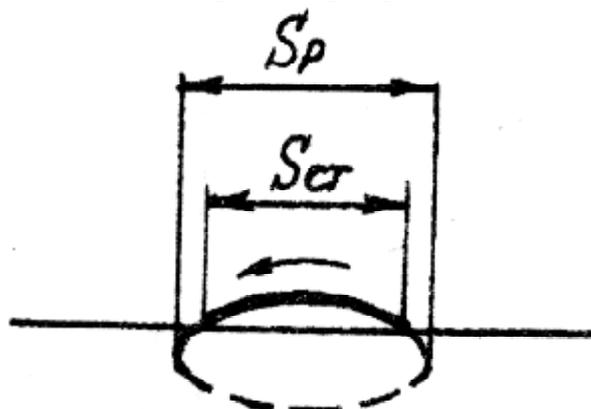


Рис. 1.12. Траектория движения зуба рейки

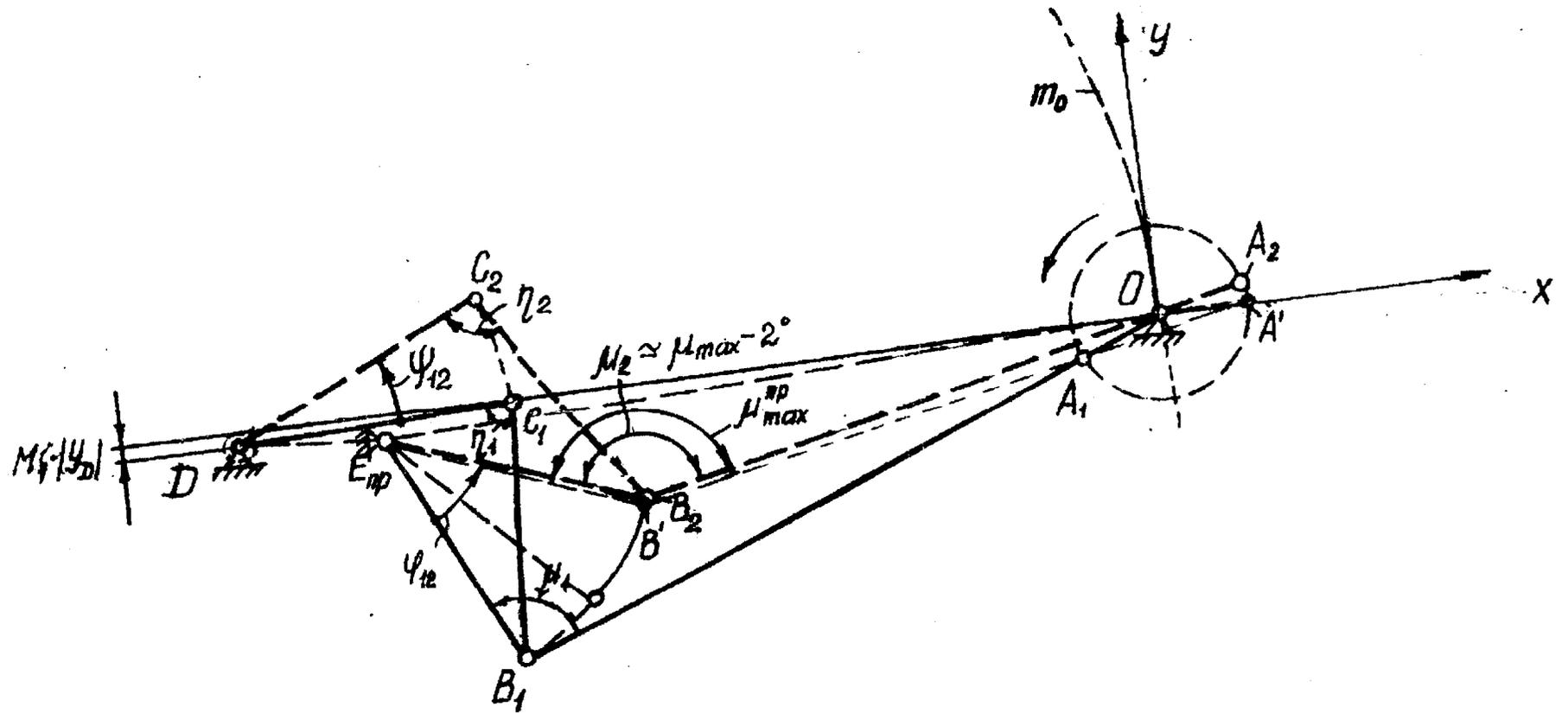


Рис. 1.16. Проектирование четырехзвенника $OABE_{pr}$

2 ТЕМЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ ДЛЯ СТУДЕНТОВ СПЕЦИАЛИЗАЦИИ 1 - 36 08 01 02

2.1. Геометрический синтез четырехзвенного механизма основного регулятора ткацкого станка

2.1.1 .Постановка задачи

Схема механизма основного регулятора ткацкого станка СТБ представлена на рис. 2.1. На схеме: 1– навой, 2 – щуп.

Заданы следующие геометрические параметры схемы:

$R_{\min} = 100\text{мм}$, $R_{\max} = 365\text{ мм}$, $r = 40\text{ мм}$, $AE = 360\text{ мм}$, $H = 360\text{ мм}$, $e = 70\text{ мм}$, $f = 120\text{ мм}$.

Требуется спроектировать шарнирный четырехзвенник ABCD модернизированного механизма основного регулятора ткацкого станка СТБ. А именно, определить относительные длины звеньев $x_1 = AB/AD$; $x_2 = BC/AD$; $x_3 = CD/AD$; углы $x_4 = \alpha$ и $x_5 = \beta$, определяющие первое положение соответственно ведущего и ведомого звеньев шарнирного четырехзвенника по следующим условиям:

При переходе из первого положения во второе углу поворота φ_{12} ведущего звена АВ (определяется из геометрических параметров исходной схемы, представленной на рис.2.1) соответствует заданный угол поворота $\psi_{12} = -35^\circ$ ведомого звена CD.

Знаку «+» соответствует направление поворота против хода часовой стрелки. Знаку «-» соответствует направление поворота по ходу часовой стрелки.

Для углов передачи должны выполняться требования:

- на отрезке φ_{12} величина μ должна изменяться монотонно:

$$\mu_1 \leq \mu \leq \mu_2;$$

- значения угла передачи в крайних положениях должны равноотстоять от $\pi/2$:

$$90^\circ - \mu_1 = \mu_2 - 90^\circ ;$$

$$- \mu_1 \geq \mu_{\text{доп}}, \mu_{\text{доп}} = 30^\circ .$$

2.1.2. Порядок геометрического синтеза

1) Определяем угол поворота щупа (см. рис.1.1):

$$j_1 = 2 \cdot \arcsin \frac{R_{\max} + r}{2 \cdot H} = 2 \arcsin \frac{365 + 40}{2 \cdot 360} = 68,46^\circ ;$$

$$j_2 = 2 \cdot \arcsin \frac{R_{\min} + r}{2 \cdot H} = 2 \arcsin \frac{100 + 40}{2 \cdot 360} = 22,42^\circ ;$$

$$j_{12} = j_1 - j_2 = 68,46 - 22,42 = 46,04^\circ .$$

2) Произвольно выбираем стойку $AD = 100$ мм. Построения представлены на рис. 2.2.

3) Для заданных значений углов φ_{12} и ψ_{12} определяем полюс относительно поворота p_{12} .

Через точку А проводим прямую под углом $-\frac{j_{12}}{2} = -\frac{46^\circ}{2} = -23^\circ$ к стойке (AD).

Через точку D проводим прямую под углом $-\frac{\psi_{12}}{2} = -\frac{(-35^\circ)}{2} = 17,5^\circ$ к стойке (AD).

В пересечении построенных прямых получаем полюс p_{12} .

4) Определяем угол относительного поворота θ_{12} .

Угол относительного поворота $\theta_{12} = \varphi_{12} - \psi_{12} = 46^\circ - (-35^\circ) = 81^\circ$.

5) В середине отрезка $[p_{12}D]$ определяем центр O_C окружности m_C – геометрического места центра поворота точки C_1 . Проводим окружность m_C , диаметром которой является отрезок $[p_{12}D]$.

6) Определяем центр O_B окружности m_B – геометрического места круговой точки B_1 . Для этого выполняются следующие дополнительные построения. Через полюс p_{12} проводим перпендикуляр к (Ap_{12}) . Точку пересечения его с прямой (AD) обозначаем S. Проводим биссектрису $\angle p_{12}SA$, которая пересечет прямую (Ap_{12}) в искомом центре O_B . Проводим окружность m_B с центром в точке O_B и радиусом $[O_B p_{12}]$. Окружность m_B – геометрическое место точки B_1 .

7) Точку касания окружности m_B со стойкой AD обозначаем B_1 . Под углом $(-\varphi_{12} = -46^\circ)$ к AD проводим прямую AE, точку касания окружности с прямой AE обозначаем B_1' . Выбираем одну из точек (B_1' или B_1) в качестве шарнира B_1 .

8) Через точку p_{12} проводим прямую под углом $\frac{q_{12}}{2} = \frac{81^\circ}{2} = 40,5^\circ$ к отрезку $[p_{12}B_1]$, получаем прямую m_C – геометрическое место центра поворота точки C_1 . В пересечении этой прямой с окружностью m_C определяем точку C_1 .

9) Соединяем последовательно точки A, B_1 , C_1 , D. Фигура AB_1C_1D определяет первое положение искомого четырехзвенника.

10) Второе положение четырехзвенника AB_2C_2D строим методом засечек, повернув ведущее звено AB из первого положения на угол $\varphi_{12} = 46^\circ$.

11) Проверяем требования к углам передачи:

$$\angle DC_1B_1 = \angle \mu_1 = 78^\circ ;$$

$$\angle DC_2B_2 = \angle \mu_2 = 102^\circ ;$$

$$90^\circ - \mu_1 = \mu_2 - 90^\circ$$

$$90^\circ - 78^\circ = 102^\circ - 90^\circ (12^\circ = 12^\circ)$$

12) Определяем относительные параметры схемы механизма:

$$x_1 = \frac{AB_1}{AD} = \frac{16}{100} = 0,16; \quad x_2 = \frac{B_1C_1}{AD} = \frac{84}{100} = 0,84; \quad x_3 = \frac{C_1D_1}{AD} = \frac{34}{100} = 0,34;$$

$$x_4 = \alpha = 180^\circ; \quad x_5 = \beta = 73^\circ.$$

13) Определяем истинные размеры механизма. Истинная длина стойки AD (обозначим [AD]) определяется из следующего выражения:

$$[AD] = \sqrt{e^2 + (H - f)^2} = \sqrt{70^2 + (360 - 120)^2} = 250 \text{ мм};$$

$$[AB] = x_1 \cdot AD = 0,16 \cdot 250 = 40 \text{ мм}; \quad [BC] = x_2 \cdot AD = 0,84 \cdot 250 = 210 \text{ мм};$$

$$[CD] = x_3 \cdot AD = 0,34 \cdot 250 = 85 \text{ мм};$$

$$e = \arctg \frac{e}{H - f} = \arctg \frac{70}{360 - 120} = 16,25^\circ;$$

$$d = j_1 + e = 68,46^\circ + 16,25^\circ = 84,72^\circ.$$

2.1.3. Расчетно-графическая работа № 1 «Геометрический синтез шарнирного четырехзвенника по двум положениям с учетом углов передачи»

2.1.3.1. Исходные данные

По теме практического занятия «Геометрический синтез четырехзвенного механизма основного регулятора ткацкого станка» выполняется расчетно-графическая работа №1 «Геометрический синтез шарнирного четырехзвенника по двум положениям с учетом углов передачи». В таблице 2.1 даны индивидуальные задания для 16-и вариантов.

Таблица 2.1– Варианты заданий на РГР №1

№ варианта	R _{max} , мм	ψ ₁₂ , град.
1	300	-35
2	350	-30
3	360	-35
4	380	-30
5	400	-35
6	410	-30
7	420	-35
8	430	-30
9	440	-35
10	450	-30
11	460	-35
12	470	-30
13	480	-35
14	500	-30
15	520	-35
16	540	-30

2.1.3.2. Содержание отчета

Отчет по расчетно-графической работе должен содержать:

- исходные данные для проектирования,
- исходную схему механизма основного регулятора ткацкого станка (рис. 2.1),
- графические построения четырехзвенника в двух положениях для своего варианта,
- описание порядка построений,
- проверку углов передачи,
- определение относительных параметров схемы механизма,
- определение истинных размеров звеньев,
- схему основного регулятора с вписанным в нее четырехзвенником, выполненную в масштабе.

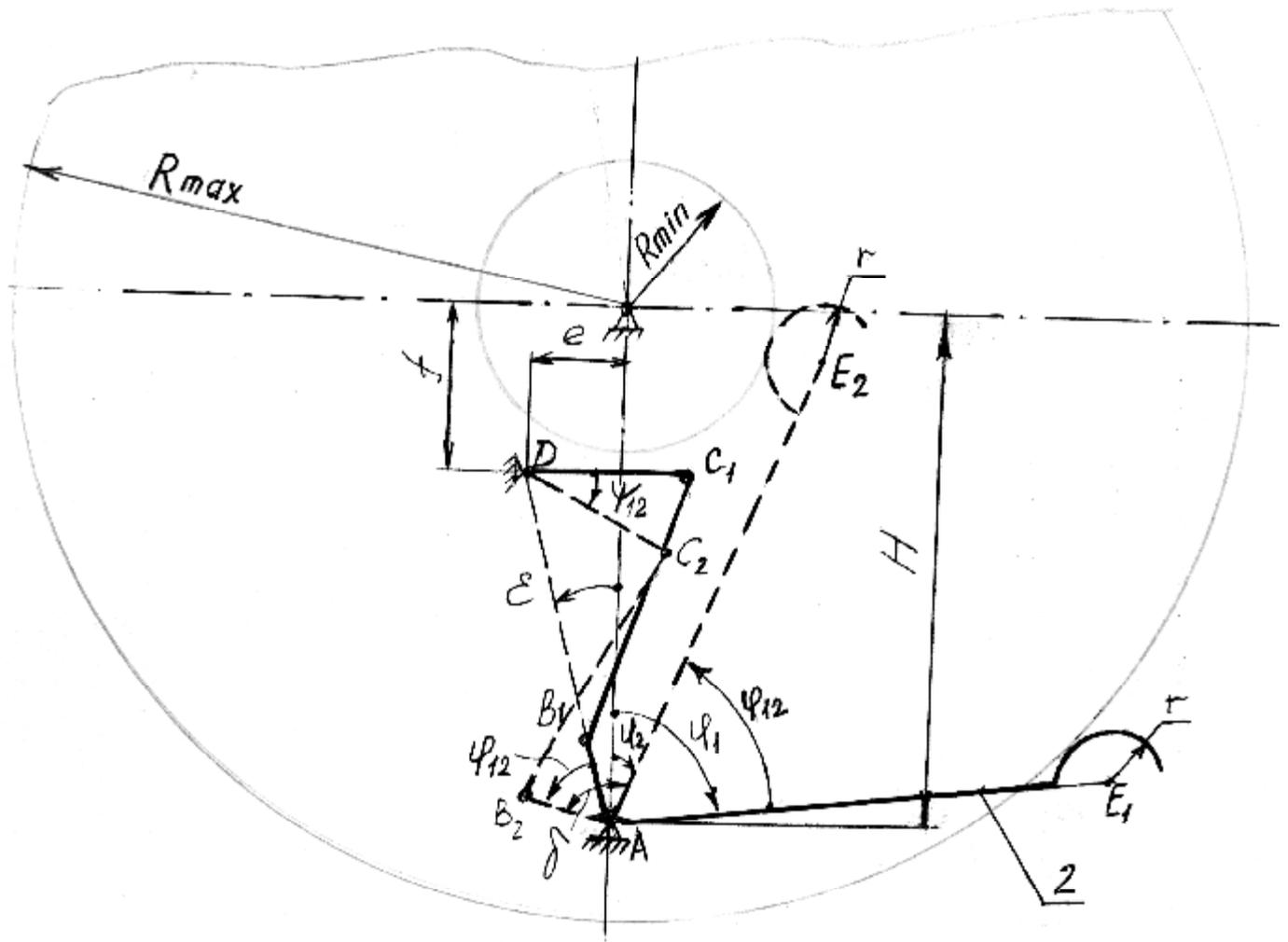


Рис. 2.1. Схема механизма основного регулятора ткацкого станка

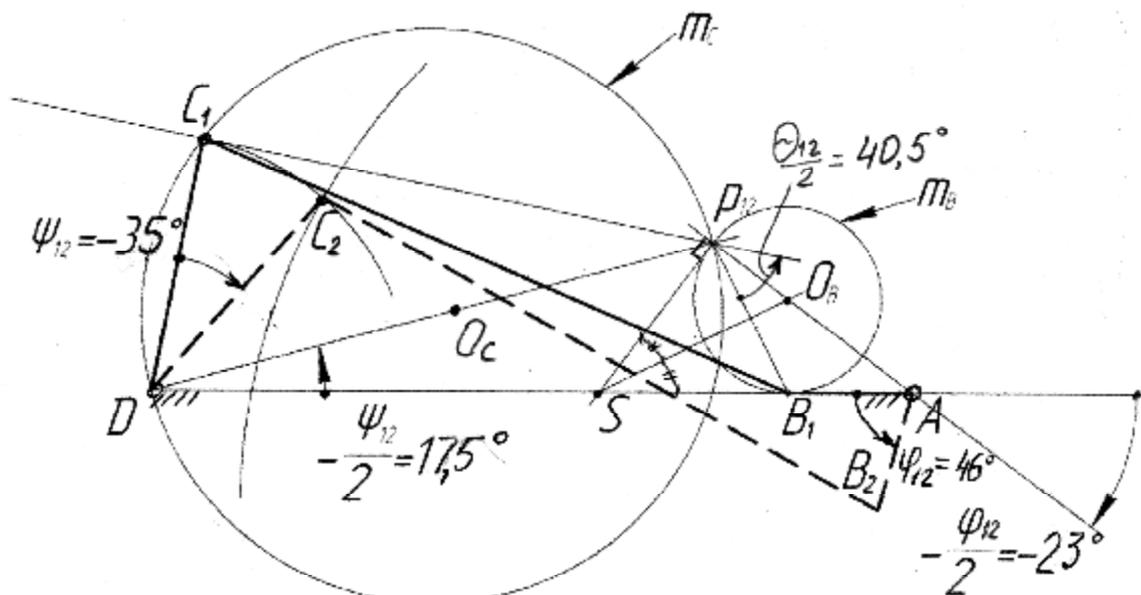


Рис. 2.2. Проектирование четырехзвенника

2.2. Геометрический синтез шестизвенного батанного механизма ткацкого станка

2.2.1. Постановка задачи синтеза

Батанный механизм ткацкого станка предназначен для прибивки утка к опушке ткани. Угол качания батана при прибивке утка составляет ψ_{\max} . Величина размаха батана не должна изменяться. При прокидке утка через зев основы батан должен находиться в состоянии полного или почти полного выстоя в течение определенного участка оборота главного вала φ_B .

Требуется определить параметры схемы $OA, AE, AB, BC, CD, EF, \alpha, \beta$ (рис. 2.3) такого механизма, в котором при повороте ведущего кривошипа OA на заданный угол $\varphi_B = 60^\circ$ ведомое коромысло CD делает приближенную остановку $\psi \approx 0$, а угол размаха коромысла CD равен $\psi_{\max} = 15^\circ$. Известные параметры схемы механизма обозначены на рис. 2.3. График заданной зависимости $\psi = F(\varphi)$ показан на рис. 2.4.

2.2.2. Порядок геометрического синтеза

Длительную остановку ведомого звена можно получить в шестизвенном механизме $OADBCE$ (рис. 2.3), состоящем из кривошипно-ползунного механизма OAD и присоединенной в точке B шатуна AD диады BCE . Это возможно

в том случае, если участок шатунной кривой точки В имеет вид дуги окружности радиуса R. Тогда, поместив шарнир С ведомого коромысла в центр дуги и выбрав длину шатуна $BC = R$, получим приближенный выстой коромысла CD. Построения приведены на рис. 2.6.

1) Проведем оси x и y системы координат xOy. Выберем шарнир O в начале системы координат.

2) Строим в выбранной системе координат точку D. $X_D = 440$ мм, $Y_D = -630$ мм.

3) Через точку D проводим прямую, параллельную оси OY. Откладываем в обе стороны от нее прямые под углами величиной $\psi_{\max} / 2$. В пересечении этих прямых с осью OX определим крайние положения шарнира С. Крайнее левое обозначим C_1 , крайнее правое обозначим C_{\max} .

4) Графически определим длину кривошипа OA.

$$OA = \frac{C_1 C_{\max}}{2} = \frac{166}{2} = 83 \text{ мм.}$$

5) Через шарнир O проводим две прямые под углами $\phi_B / 2$ и $(-\phi_B / 2)$ к отрицательному направлению оси x. Отложим на этих прямых длину кривошипа OA. Полученные положения точки A обозначим с учетом направления вращения OA: A_1 и A_4 . Разделив угол ϕ_B на три равные части, определим положения OA_2 и OA_3 кривошипа OA.

6) Определим длину звена AE (см. рис. 2.5):

$$\Delta = OA \cdot \left(1 - \cos \frac{j_B}{2}\right) = 83 \cdot \left(1 - \cos \frac{60^\circ}{2}\right) = 11,12 \text{ мм}$$

$$AE = 490 + \frac{\Delta}{2} - OA = 490 + \frac{11,12}{2} - 83 = 412,6 \text{ мм}$$

7) Засечками радиуса AE, выполненными из точек A_1, A_2, A_3 и A_4 на оси x, определим положения E_1, E_2, E_3, E_4 шарнира E. Очевидно, что E_1 совпадает с E_4 , а E_2 - с E_3 .

8) Определяем положение полюса относительного поворота p_{12} для двух положений AE_1, AE_2 шатуна AE как точку пересечения перпендикуляров к серединам отрезков A_1A_2 и E_1E_2 .

9) Измеряем угол относительного поворота $\Theta_{12} = \angle A_1 p_{12} A_2 = \angle E_1 p_{12} E_2 = 4^\circ$.

10) Выбираем точку C_1 в качестве центра поворота и определяем положение круговой точки B_1 на прямой (A_1E_1) . Для этого через полюс p_{12} проводим прямую под углом $-\frac{q_{12}}{2} = -\frac{4^\circ}{2} = -2^\circ$ к прямой $(p_{12}C_1)$. Точка пересечения прямой с (A_1E_1) – точка B_1

11) Соединяем последовательно точки O, A_1, E_1, B_1, C_1, D . Получаем первое положение искомого механизма.

12) Методом засечек строим траекторию точки В.

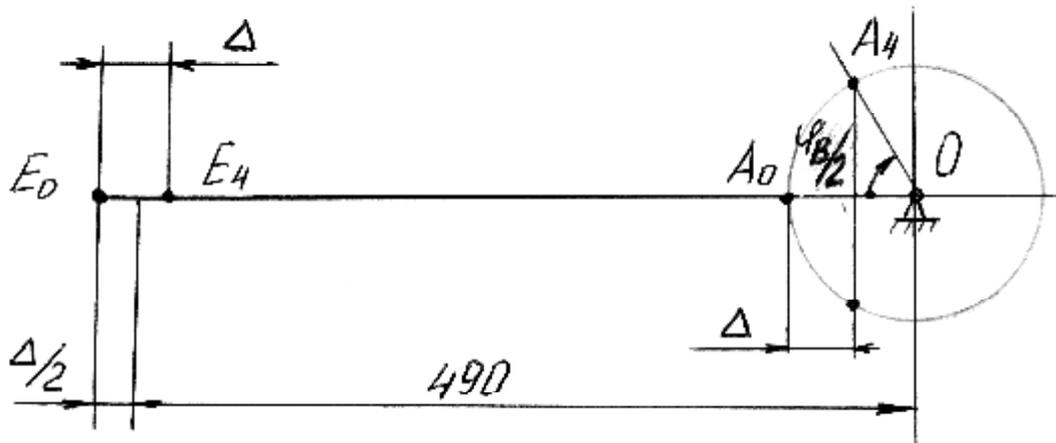


Рисунок 2.5. Расчетная схема

2.3. Оптимизационный синтез шестизвенного батанного механизма ткацкого станка

2.3.1. Постановка задачи

Постановка задачи оптимизационного синтеза дана в источнике [1] на странице 11. Постановка задачи оптимизационного синтеза шестизвенного батанного механизма ткацкого станка приведена в источнике [1] на странице 62.

2.3.2. Порядок оптимизационного синтеза

Порядок оптимизационного синтеза шестизвенного батанного механизма ткацкого станка изложен в источнике [1] на страницах 62-63.

2.3.3. Расчетно-графическая работа №2 «Геометрический и оптимизационный синтез батанного механизма ткацкого станка»

2.3.3.1. Исходные данные

По темам практических занятий (подразделы 2.2 и 2.3) выполняется расчетно-графическая работа №2. В таблице 2.2 даны индивидуальные задания для 20-и вариантов.

Задание:

- Графическим методом спроектировать батанный механизм ткацкого станка по условию воспроизведения заданной диаграммы $S = F(\varphi)$, а именно, определить параметры схемы OA , AE , AB , BC , CD , EF , α , β (рис. 1.1) такого механизма, в котором при повороте ведущего кривошипа OA на заданный угол $\varphi_B = 60^\circ$ ведомое коромысло CD делает приближенную остановку $\psi \approx 0$, а угол размаха коромысла CD равен $\psi_{\max} = 15^\circ$.

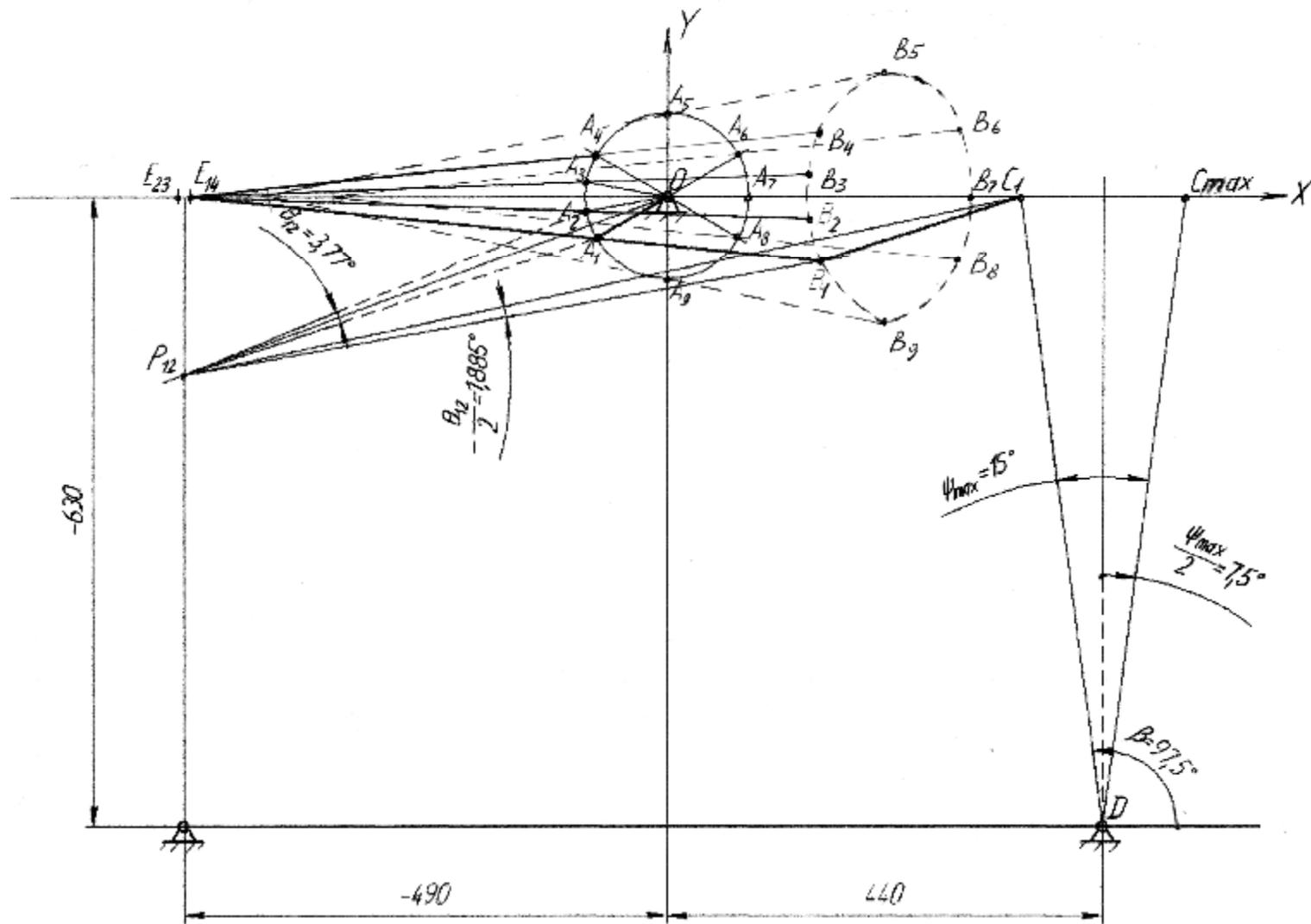


Рис. 2.6. Проектирование батанного механизма

Известные параметры схемы механизма обозначены на рис. 2.3. График заданной зависимости $\psi = F(\varphi)$ показан на рис. 2.4.

- Оптимизировать параметры схемы по условию воспроизведения заданной зависимости $S = F(\varphi)$ по стандартной программе на кафедре.

Таблица 2.2 – Варианты заданий на РГР №2

№ варианта	φ_B , град.	ψ_{max} , град.
1	60	20
2	65	20
3	70	20
4	75	20
5	80	20
6	85	20
7	90	20
8	100	20
9	110	20
10	120	20
11	60	15
12	65	15
13	70	15
14	75	15
15	80	15
16	85	15
17	90	15
18	100	15
19	110	15
20	120	15

Порядок работы с программой оптимизации

В начале работы программа запрашивает значения фиксированных параметров: X_D , Y_D , EF , α .

Затем в программу оптимизации вводятся граничные значения варьируемых параметров, а именно, параметров схемы механизма (x_1, x_2, \dots, x_8), найденных при геометрическом синтезе:

$$\begin{aligned}
 OA_{min} &= 81 \text{ мм}; OA_{max} = 84 \text{ мм}; \\
 BC_{min} &= 210 \text{ мм}; BC_{max} = 214 \text{ мм}; \\
 CD_{min} &= 633 \text{ мм}; CD_{max} = 637 \text{ мм}; \\
 AB_{min} &= 226 \text{ мм}; AB_{max} = 230 \text{ мм}; \\
 AE_{min} &= 410 \text{ мм}; AE_{max} = 414 \text{ мм}; \\
 \beta_{min} &= 95^\circ; \beta_{max} = 99^\circ; \\
 X_{Fmin} &= -492 \text{ мм}; X_{Fmax} = -488 \text{ мм}; \\
 Y_{Fmin} &= -632 \text{ мм}; Y_{Fmax} = -628 \text{ мм}.
 \end{aligned}$$

Перед работой с программой оптимизации батанного механизма следует подготовить исходные данные, а именно: задаться границами интервалов оптимизации для каждого параметра ($x_{i\min}$, $x_{i\max}$). Рекомендуется свести их в таблицу 2.3. Порядок записи в таблице соответствует последовательности запроса данных программой оптимизации.

Таблица 2.3 – Исходные данные для программы оптимизации

Обозначение параметра схемы механизма	Значение параметра с чертежа, мм, град.	Границы интервала оптимизации	
		Минимальное значение параметра	Максимальное значение параметра
X_D	440	-	-
Y_D	-630	-	-
EF	630	-	-
α	210°	-	-
OA	83	81	84
BC	212	210	214
CD	635	633	637
AB	228	226	230
AE	412	410	414
β	97,5°	95°	99°
X_F	-490	-492	-488
Y_F	-630	-632	-628

В результате работы программы на заданном интервале значений параметра ($x_{i\min}$, $x_{i\max}$) определяется оптимальное значение $x_{i\text{оптим}}$, при котором воспроизводимая зависимость наименее отклоняется от заданной. Результаты оптимизационного расчета выводятся на экран. Пример распечатки результатов оптимизации представлен на рисунке 2.7. Вид диалогового окна программы показан на рис. 2.8.

Результаты предварительного расчета
 $\text{delta_max} = 0.538473$ $\text{cos_mu_max} = 0.3838$
 Средние значения длин звеньев механизма до оптимизации
 $\text{OA} = 83.00$ $\text{BC} = 212.00$ $\text{CD} = 635.00$ $\text{AB} = 228.00$
 $\text{EA} = 412.00$ $\text{Betta} = 97.00$ $\text{xf} = -490.00$ $\text{yf} = -630.00$
 Результаты оптимизации:
 $\text{delta_max} = 0.331030$ $\text{cos_mu_max} = 0.6030$
 Оптимизированные значения длин звеньев механизма
 $\text{OA_opt} = 81.00$ $\text{BC_opt} = 212.20$ $\text{CD_opt} = 635.10$ $\text{AB_opt} = 227.90$
 $\text{EA_opt} = 413.50$ $\text{Betta_opt} = 97.10$ $\text{xf_opt} = -492.00$ $\text{yf_opt} = -632.00$
 Конец

Рис. 2.7. Образец распечатки результатов оптимизации

ЗАДАЧА ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЦЕССА РАБОТЫ БАТАННОГО МЕХАНИЗМА ТКАЦКОГО СТАНКА

Введите исходные данные согласно объявлениям
в каждой строке, ставя между числами пробелы,
а в конце строки, проверив данные, нажмите на
клавишу "Ввод".

Задание фиксированных параметров.

Ввод x_d , y_d , E_F и α ->

Задание варьируемых параметров.

OA_{min} , OA_{max} ->

BC_{min} , BC_{max} ->

CD_{min} , CD_{max} ->

AB_{min} , AB_{max} ->

EA_{min} , EA_{max} ->

$Betta_{min}$, $Betta_{max}$ ->

xf_{min} , xf_{max} ->

yf_{min} , yf_{max} ->

Параметры введены. Нажмите любую клавишу.

Рис. 2.8. Вид диалогового окна программы оптимизации
батанного механизма

2.3.3.2. Содержание отчета

Отчет по расчетно-графической работе должен содержать:

- исходные данные для проектирования,
- график заданной зависимости $S = F(\varphi)$ для своего варианта,
- исходную схему батанного механизма ткацкого станка (рис. 2.3),
- графические построения батанного механизма в двух положениях для своего варианта,
- описание порядка построений,
- проверку углов передачи,
- построение траектории движения точки В (7-12 положений механизма),
- определение относительных параметров схемы механизма,
- средние и граничные значения начальных параметров схемы механизма для оптимизационного синтеза,
- распечатку результатов оптимизации.

2.4. Геометрический синтез механизма ушковых игл основовязальной машины

Основовязальные машины вырабатывают трикотажное полотно для изготовления бельевых и верхних изделий. Ушковая игла выполняет функцию нитевода. Представляет собой тонкую стальную пластинку прямоугольного сечения с отверстием. Процесс петлеобразования на основовязальной машине осуществляется при строго увязанных между собой движениях петлеобразующих органов: крючковых и ушковых игл, платин и пресса. Движение ушковых игл сложное: состоит из прокачки назад и обратно и сдвига вдоль игольницы. Также имеется продолжительная остановка ведомого звена.

Схема механизма ушковых игл с указанием взаимного расположения осей главного вала и неподвижных опор представлена на рис. 2.9. График заданной зависимости представлен на рис. 2.10.

2.4.1. Постановка задачи

Требуется спроектировать механизм ушковых игл основовязальной машины ОВ-7 по условию воспроизведения заданной зависимости (рис. 2.10), а именно найти неизвестные параметры схемы механизма АВ, ВС, DE, EF, FL, δ по следующим исходным данным:

- расположение оси главного вала А и осей качания коромысел D, G, К указаны на рис.2.9;
- угол размаха коромысла CD $\gamma_p = \angle C_3DC_6 = 60^\circ$, угол размаха коромысла DF $\psi_p = \angle F_{2,4}GF_6 = -60^\circ$; угол размаха коромысла KL $\beta_p = \angle L_{2,4}KL_6 = 3,5^\circ$;
- конструктивные параметры схемы CD = 30мм; KL = 130 мм; FG = 13 мм;
- угол поворота ведущего звена, соответствующий выстою ведомого звена $\varphi_B = \angle B_1AB_5 = 120^\circ$.

2.4.2. Порядок геометрического синтеза

Геометрический синтез механизма выполним в три этапа:

- I Построение мертвых положений четырехзвенника AB_3C_3D и AB_6C_6D (рис. 2.11)
- II Синтез четырехзвенника DEFG (рис. 2.13)
- III Синтез четырехзвенника KLFG (рис. 2.14)

I Построение мертвых положений четырехзвенника AB_3C_3D и AB_6C_6D (рис. 2.11)

В “мертвых” положениях механизма кривошип АВ и шатун ВС располагаются на одной прямой, а коромысло CD занимает крайние положения. Требуется определить параметры схемы такого механизма, в котором при переходе из первого “мертвого” положения AB_3C_3D во второе AB_6C_6D заданному углу $\varphi_{26} = 180^\circ$ поворота ведущего кривошипа АВ соответствует заданный угол $\gamma_p = \angle C_3DC_6 = 60^\circ$ поворота ведомого коромысла CD.

1) Строим стойку $AD = d = \sqrt{26^2 + 99^2} = 103 \text{ мм}$.

2) Из условия $\mu_{\max} - 90^\circ = 90^\circ - \mu_{\min}$ (см. рис. 2.12) определяем параметры схемы механизма:

$$a = AB; b = BC; c = CD; d = AD;$$

$$b^2 + c^2 = a^2 + d^2;$$

$$c = 30 \text{ мм};$$

$$a = c \cdot \sin \frac{\gamma_p}{2} = 30 \cdot \sin 30^\circ = 15 \text{ мм};$$

$$b = \sqrt{a^2 + d^2 - c^2} = \sqrt{15^2 + 103^2 - 30^2} = 100 \text{ мм}.$$

3) Строим мертвые положения четырехзвенника AB_3C_3D и AB_6C_6D . Строим окружность с центром в точке D радиусом CD (траектория движения точки C). Через точку A проводим прямую, касательную к окружности. Точку касания обозначаем C_0 . Ведущий кривошип АВ пересекает построенную прямую в точке B_0 .

4) От прямой (AB_0) вверх и вниз проводим прямые под углом $\varphi_B / 2$. Получаем крайние положения, соответствующие началу и концу выстоя: B_1 и B_5 .

5) От прямой (DC_0) влево и вправо проводим прямые под углом $\gamma_p / 2$. В пересечении прямых с окружностью радиуса CD определяем положения центра шарнира C: C_3 и C_6 .

6) Методом засечек находим соответствующие положения B_3 и B_6 .

7) Проверяем для положений, когда кривошип АВ пересекает стойку AD, значения углов передачи. Экстремальные значения углов передачи: $\mu_{\min} = 62^\circ$, $\mu_{\max} = 122^\circ$ (рис. 2.12).

8) Определяем 1, 2, 4, 5 положения четырехзвенника ABCD.

Методом засечек находим соответствующие положения центра шарнира C: C₁ и C₅ (совпадают).

Угол C₃DC_{1,5} = Δγ = 12° – угол малого размаха.

Среднее положение между C₃ и C_{1,5} обозначим C_{2,4}.

Определим для него методом засечек соответствующие положения B₂, B₄.

Угол C_{2,4}DC₆ = Δγ_р = 54° – угол большого размаха.

II Синтез четырехзвенника DEFG (рис. 2.13)

Условия синтеза:

- при повороте ведущего звена DC (DE) на угол C_{2,4}DC₆ = Δγ_р = 54° ведомое звено FG поворачивается на заданный угол ψ_р = ∠F_{2,4}DF₆ = -60°;

- начальное положение DE_{2,4}GF_{2,4} – мертвое;

- углы передачи в крайних положениях отвечают условию:

$$\mu_6 - 90^\circ = 90^\circ - \mu_2$$

Порядок проектирования четырехзвенника DEFG

1) Строим стойку $GD = \sqrt{105^2 + (103 - 58)^2} = 114,2 \text{ мм}$. Построения представлены на рис. 2.13.

2) Для заданных значений γ_р = 54° и ψ_р = ∠F_{2,4}DF₆ = -60° определяем полюс относительного поворота p₂₆. Через точку D проводим прямую под углом

$-\frac{g_p}{2} = -\frac{(-54^\circ)}{2} = -27^\circ$ к стойке (DG). Через точку G проводим прямую под углом

$-\frac{y_p}{2} = -\frac{(-60^\circ)}{2} = 30^\circ$ к стойке (DG). В пересечении построенных прямых получаем полюс p₂₆.

3) Определяем угол относительного поворота θ₂₆ = γ_р - ψ_р = 54° - (-60°) = 114°.

4) В середине отрезка [p₂₆G] определяем центр O_F окружности m_F - геометрического места центра поворота точки F_{2,4}. Проводим окружность m_F, диаметром которой является отрезок [O_FG].

5) Проводим дугу окружности радиусом GF = 13 мм. В пересечении ее с окружностью m_F определяем положение F_{2,4}.

6) Через точку p₂₆ проводим прямую под углом $-\frac{q_{26}}{2} = -\frac{114^\circ}{2} = -57^\circ$ к отрезку [p₂₆F_{2,4}], получаем прямую m_E – геометрическое место центра поворота точки E_{2,4}. Так как положение DE_{2,4}GF_{2,4} – мертвое, то в пересечении прямой m_E с прямой (F_{2,4}D) определится точка E_{2,4}.

7) Соединяем последовательно точки D, E_{2,4}, F_{2,4}, G. Фигура DE_{2,4}F_{2,4} G. определяет первое положение искомого четырехзвенника.

8) Остальные положения четырехзвенника DEFG строим методом засечек, повернув ведущее звено DE из первого положения на углы γ_p и $\Delta\gamma/2$.

Угол F_{1,3,5}GF_{2,4} обозначим $\Delta\psi$ – угол малого размаха.

9) Проверяем требования к углам передачи:

$$\angle\mu_{\min} = \angle\mu_{2,4} = \angle GF_{2,4}E_{2,4}; \angle\mu_{\max} = \angle\mu_6 = \angle GF_6E_6;$$

10) Определяем угол заклинивания:

$$\angle\delta = \angle C_6DE_6.$$

III Синтез четырехзвенника KLFG (рис.2.14)

Условия синтеза:

- при повороте ведущего звена FG на угол $F_{2,4}GF_6 = \psi_p = -60^\circ$ ведомое звено KL поворачивается на заданный угол $\angle L_{2,4}KL_6 = \beta = 3,5^\circ$.

Порядок проектирования четырехзвенника KLFG

1) В соответствии с заданными размерами наносим положение точек K и L. Через точки K и L проводим прямую.

2) Для заданных значений $\beta_p = 3,5^\circ$ и $\psi_p = -60^\circ$ определяем полюс относительного поворота p. Через точку K проводим прямую под углом

$-\frac{b_p}{2} = -\frac{(3,5^\circ)}{2} = -1,75^\circ$ к стойке (KG). Через точку G проводим прямую под углом

лом $-\frac{y_p}{2} = -\frac{(-60^\circ)}{2} = 30^\circ$ к стойке (KG). В пересечении построенных прямых

получаем полюс p.

3) Определяем угол относительного поворота:

$$\theta_{26} = \psi_p - \beta_p = -60^\circ - 3,5^\circ = -63,5^\circ.$$

4) С центром в точке K проводим окружность m_L радиуса $R = KL = 130$ мм-траекторию движения точки L.

5) Через точку p проводим прямую под углом $\frac{q_{26}}{2} = \frac{-63,5^\circ}{2} = -31,75^\circ$ к от-

резку $[pF_{2,4}]$, получаем прямую m_L – геометрическое место центра поворота точки L. В пересечении этой прямой с окружностью m_L определяем точку L_{2,4}.

6) Методом засечек строим точку L₆.

7) Фигура GF_{2,4}KL_{2,4} – первое положение четырехзвенника.

8) Повернув ведущее звено GF на угол $F_{2,4}GF_6 = \psi_p = -60^\circ$, методом засечек строим второе положение ведомого звена KL.

9) Проверяем угол $\angle L_{2,4}KL_6 = \beta = 3,5^\circ$.

10) Определяем с чертежа неизвестные параметры схемы механизма: AB, BC, DE, EF, FL, δ .

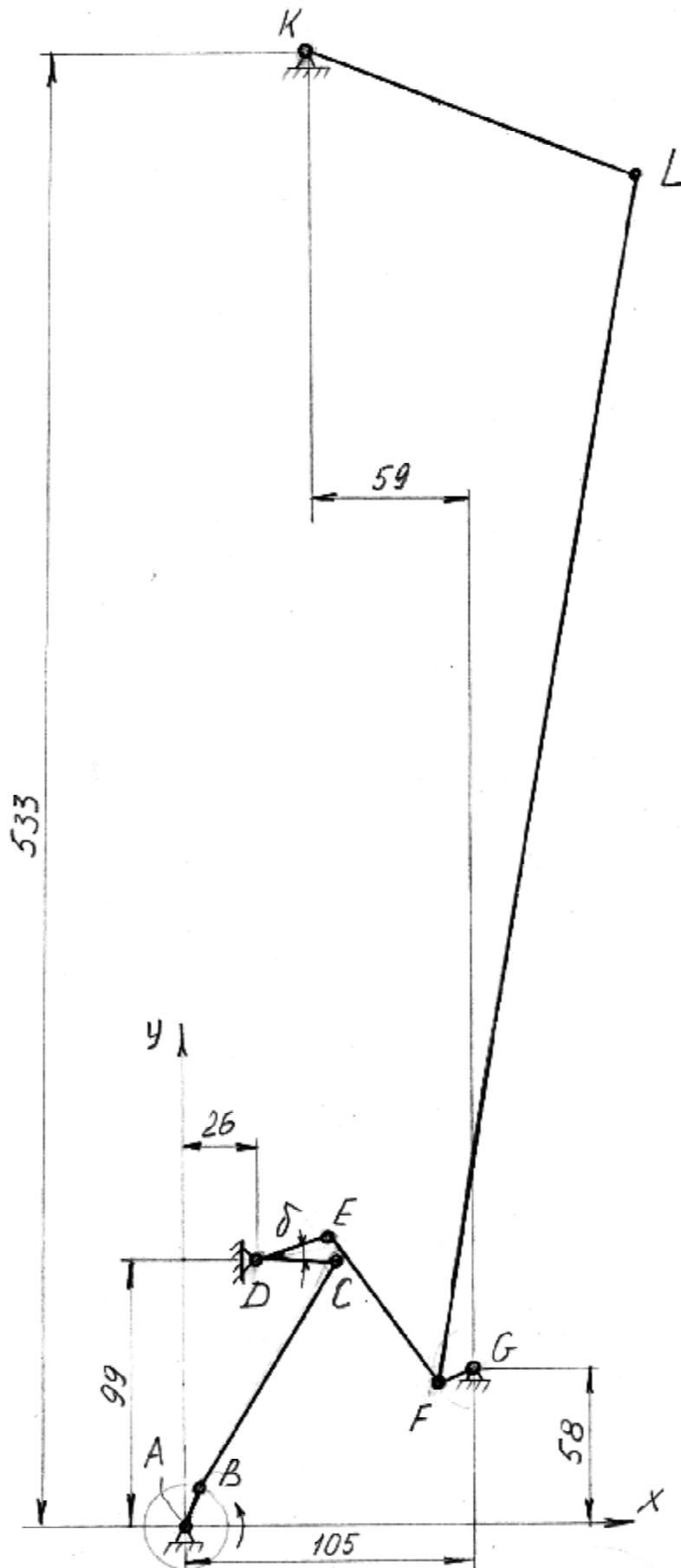


Рис. 2.9. Схема механизма ушковых игл

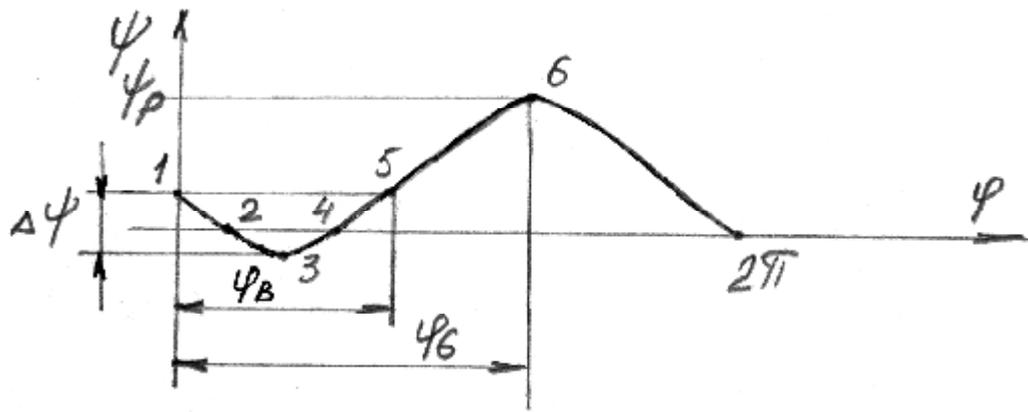


Рис. 2.10. График заданной зависимости

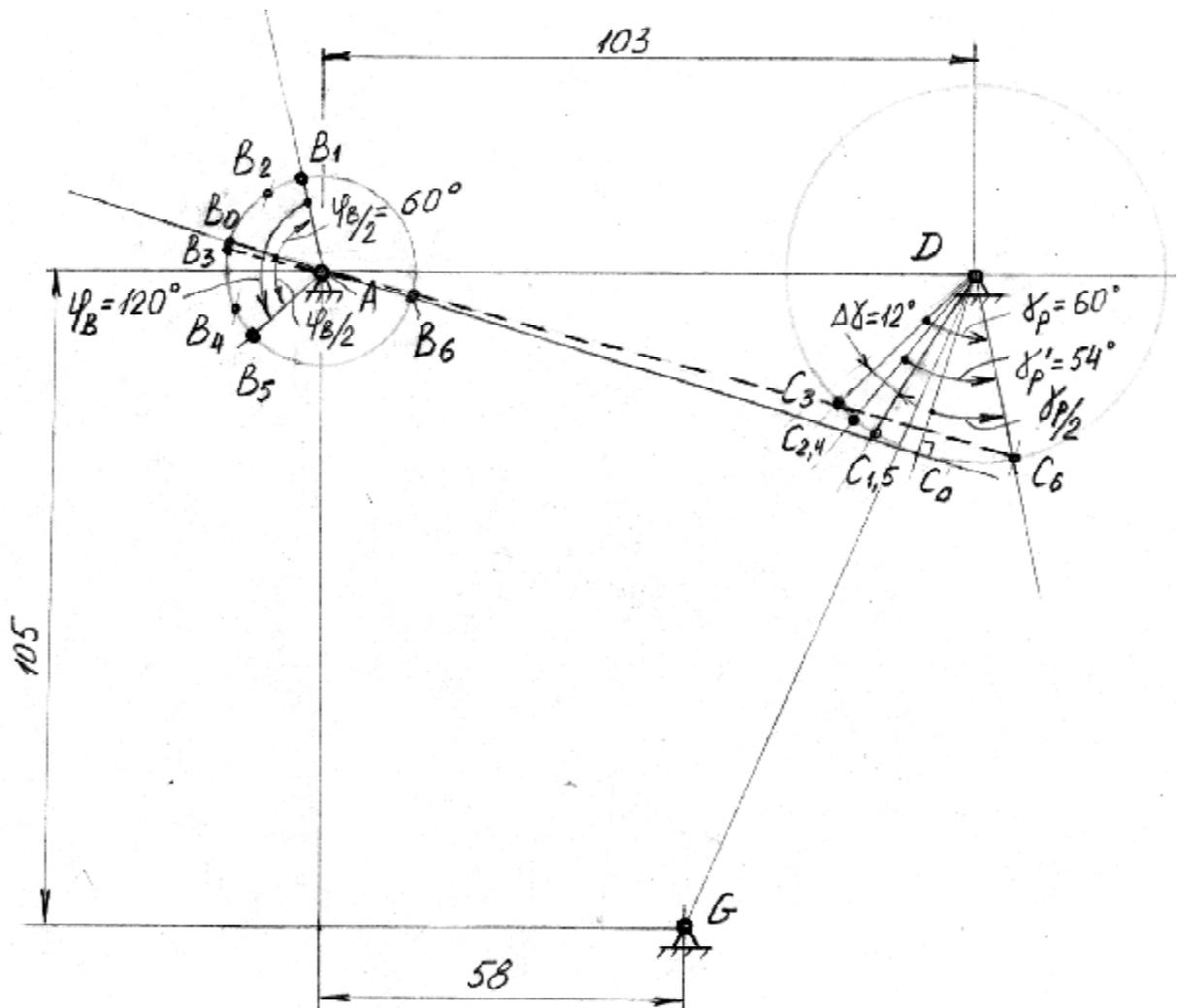


Рис. 2.11. Проектирование четырехзвенника ABCD

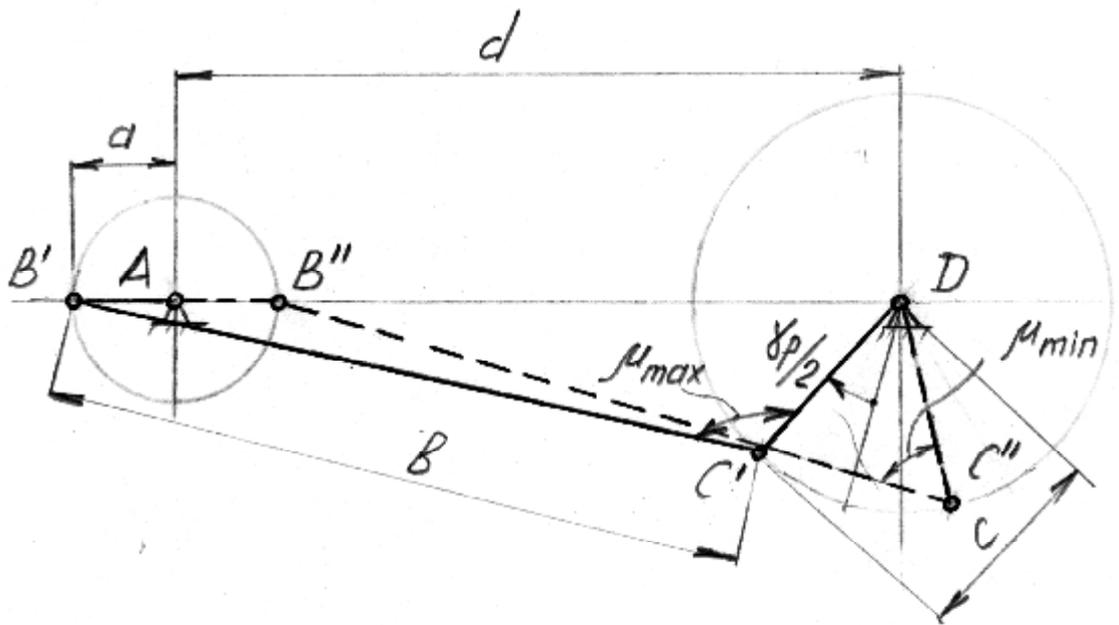


Рис. 2.12. Проверка углов передачи

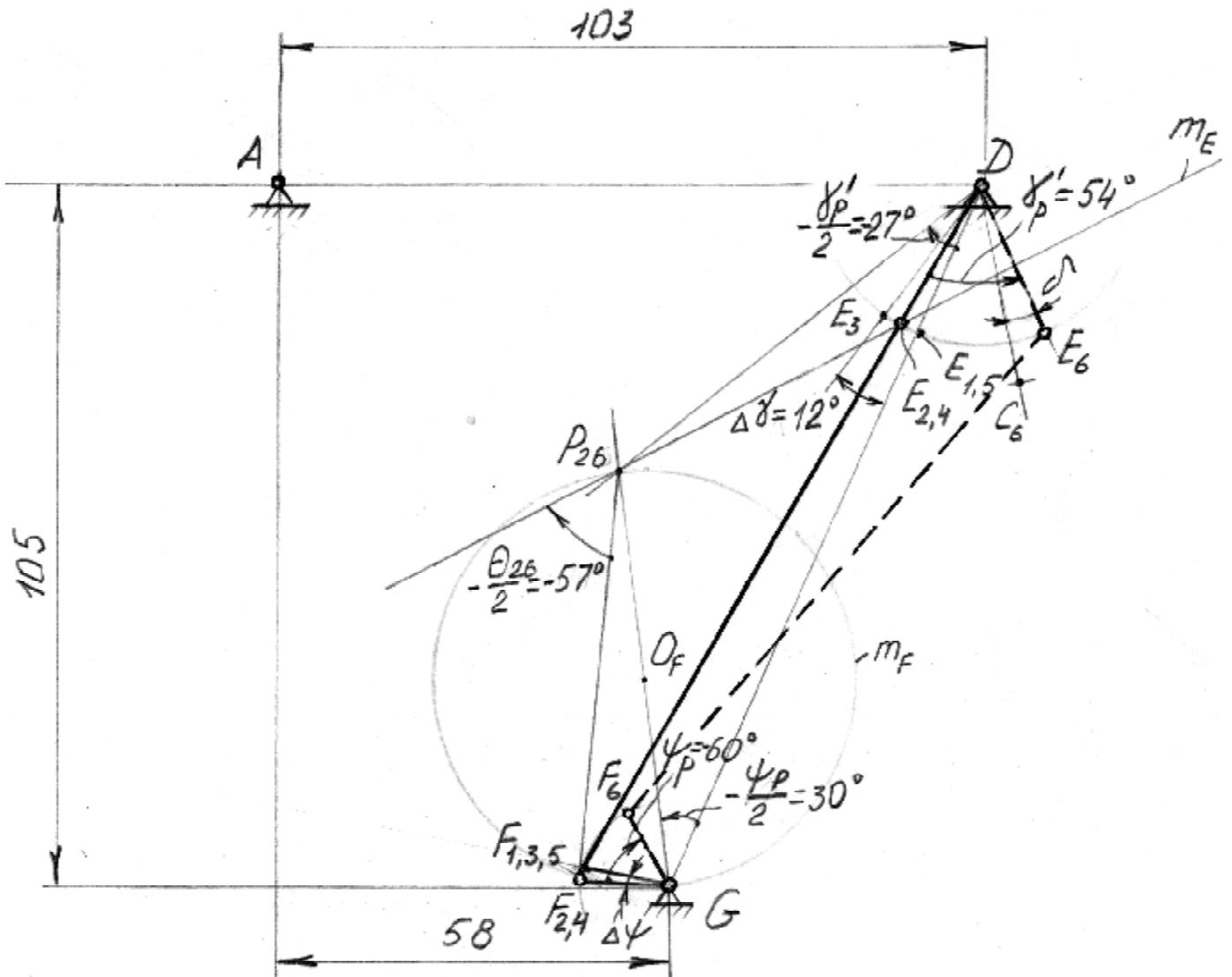


Рис. 2.13. Проектирование четырехзвенника DEFG

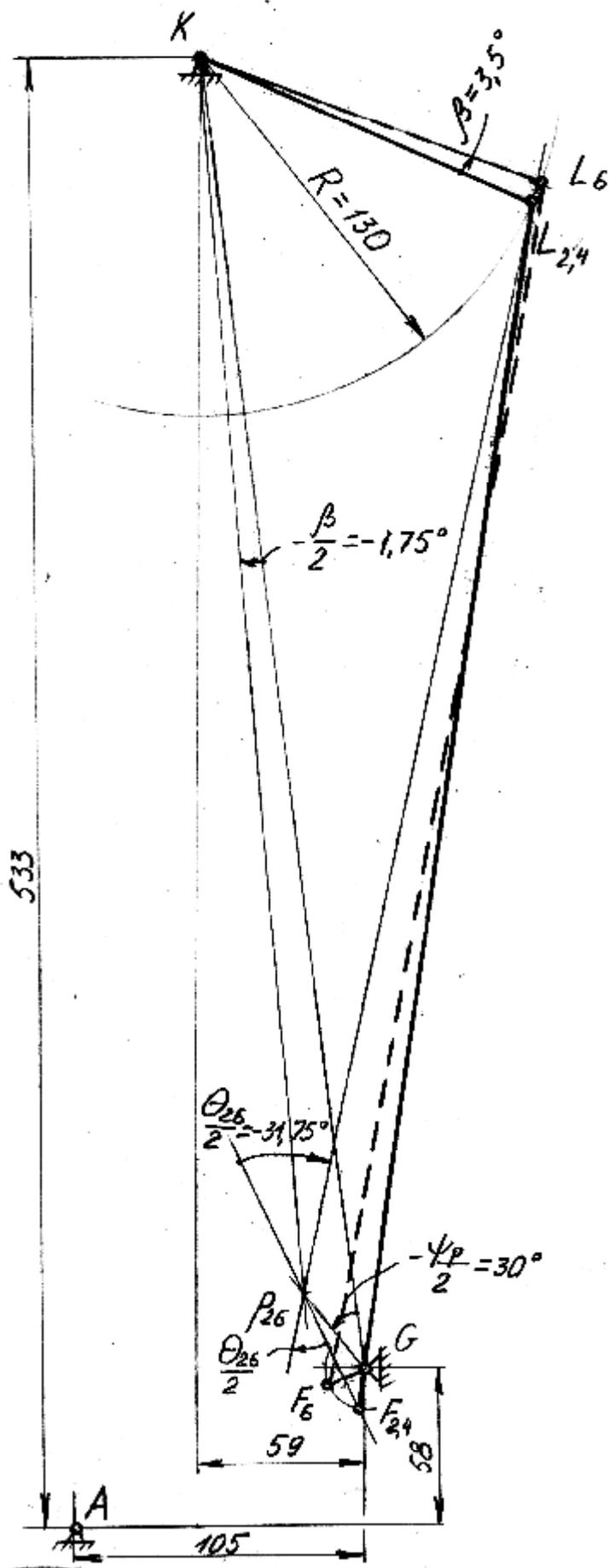


Рис. 2.14. Проектирование четырехзвенника KLF G

ЛИТЕРАТУРА

1. Сункуев, Б.С. Синтез механизмов : учебное пособие / Б. С. Сункуев. – Витебск : ВГТУ, 2001. – 84 с.
2. Синтез механизмов машин легкой промышленности. Часть 1 : методическая разработка / сост. Б. С. Сункуев. – Витебск, Миннаробраз РБ, ВТИЛП, 1994.
3. Синтез механизмов машин легкой промышленности. Часть 2 : методическая разработка / сост. Б. С. Сункуев, Миннаробраз РБ, ВГТУ, 1996.
4. Сункуев, Б. С. Расчет и проектирование рычажных исполнительных механизмов машин легкой промышленности : методическая разработка / Б. С. Сункуев. – Витебск : Миннаробраз РБ, ВТИЛП, 1994.
5. Гурвич, Л. И. Быстроходные основовязальные машины ОВ-7 и ОВ-8 / Л. И. Гурвич. – Москва : Легкая индустрия, 1970.– 128 с.
6. Вальщиков, Н. М. Оборудование швейного производства / Н. М. Вальщиков, А. И. Шарапин, И. А. Идиатулин, Ю. И. Вальщиков.– 2-е изд., испр. и доп. – Москва : Легкая индустрия, 1977.– 520 с.
7. Смирнова, В. Ф. Машины и аппараты швейного производства : учеб. пособие: В 2 ч. Ч. 1: Швейные машины и полуавтоматы/ В.Ф. Смирнова, Т.В. Буевич. – Витебск : УО «ВГТУ», 2002.– 240 с.