

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королева»

И С С Л Е Д О В А Н И Е
Р Ы Ч А Ж Н О Г О И З У Б Ч А Т О Г О
М Е Х А Н И З М О В

Методические указания к курсовому проекту

Самара 2004

Составитель В.П. Тукмаков

УДК 621.01 (075)

Исследование рычажного и зубчатого механизмов: Метод. указания к курсовому проекту / Сост. В.П. Тукмаков; Самарский гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 2004. 32 с.

Методические указания содержат требования к содержанию и оформлению курсового проекта по теории механизмов и машин разделов кинематического и динамического анализа рычажных механизмов и кинематического анализа зубчатых передач. Методы исследования механизмов основаны на использовании компьютерных технологий проектирования.

Рекомендованы студентам инженерно-технических специальностей. Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

Печатаются по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета

Рецензент С.В. Фалалеев

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	4
1. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА	7
1.1. Планы положений	7
1.2. Структурный анализ	7
1.3. Планы скоростей	9
1.4. Планы ускорений	11
1.5. Кинематические диаграммы	13
1.6. Сравнительный анализ результатов	15
2. КИНЕТОСТАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА	16
2.1. Определение нагрузок механизма	16
2.2. Кинетостатика структурных групп	16
2.3. Кинетостатика входного звена	21
2.4. Сравнительный анализ результатов	22
2.5. Потери на трение и КПД механизма	22
3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ	23
3.1. Передаточные отношения	23
3.2. Расчет простой ступени	24
3.2.1. Подбор чисел зубьев простой ступени	24
3.2.2. Расчет геометрии зацепления	24
3.2.3. Определение качественных показателей зацепления	27
3.3. Расчет планетарной ступени	28
3.3.1. Подбор чисел зубьев планетарной ступени	28
3.3.2. Проверка передаточного отношения и условий соосности, соседства и сборки	29
3.4. Линейные и угловые скорости передачи	30
3.5. Сравнительный анализ результатов и КПД передачи	30
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	31

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

РАЗДЕЛ 1. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

- λ – длина звена, м;
- ω – угловая скорость звена, рад/с;
- V – линейная скорость точки, м/с;
- H – ход поршня, м;
- T – время оборота входного звена, с;
- a – ускорение точки, м/с²;
- ε – угловое ускорение звена, рад/с²;
- μ_λ – масштаб плана положений, м/мм;
- μ_v – масштаб плана скоростей, м/с/мм;
- μ_a – масштаб плана ускорений, м/с²/мм;
- μ_φ – масштаб угла поворота, рад/мм;
- Δv – погрешность скорости, %;
- Δa – погрешность ускорения, %.

РАЗДЕЛ 2. КИНЕТОСТАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

- m – масса звена, кг;
- G – сила тяжести, Н;
- J_S – момент инерции звена, кг·м²;
- $F_{и}$ – главный вектор сил инерции, Н;
- F_{\max} – максимальная сила полезного сопротивления, Н;
- R_{ij} – реакция связи i -го звена на звено j , Н;
- $T_{и}$ – главный момент сил инерции, Н·м;
- μ_F – масштаб плана сил, Н/мм;
- $M_{ур}$ – уравновешивающий момент, Н·м;
- $T_{тр}^{пр}$ – приведенный момент сил трения, Н·м;
- d_c – диаметр цапф, мм;
- h – плечо силы инерции, м;
- P – мощность, Вт;
- f – коэффициент трения;
- η – КПД.

РАЗДЕЛ 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

u – передаточное отношение;

ω – угловая скорость, рад/с;

a_w – межосевое расстояние, м;

a_n – число сателлитов;

z – число зубьев колеса;

α_w – угол зацепления, град;

α – угол профиля зубьев колеса, град;

d – диаметр делительной окружности колеса, м;

d_a – диаметр вершин зуба колеса, м;

d_b – диаметр основной окружности колеса, м;

d_w – диаметр начальной окружности колеса, м;

d_f – диаметр окружности впадин колеса, м;

μ_λ – масштаб кинематической схемы редуктора, м/мм;

μ_v – масштаб плана линейных скоростей, м/с/мм;

μ_ω – масштаб плана угловых скоростей, 1/с/мм;

x – коэффициент смещения исходного контура,

s – толщина зуба по делительной окружности, м;

m – модуль зацепления, м;

h_a – высота головки зуба, м;

h_a^* – коэффициент высоты головки зуба;

h_f – высота ножки зуба, м;

c – радиальный зазор, м;

c^* – коэффициент радиального зазора;

ε – коэффициент перекрытия;

φ_α – угол торцового перекрытия, град;

η – КПД редуктора;

Δ – погрешность;

V – скорость, м/с;

ρ – радиус кривизны эвольвенты, м;

ϑ – удельное скольжение зубьев.

* * *

Основная цель курсового проектирования по теории механизмов и машин – привить навыки использования общих методов проектирования и исследования механизмов для создания конкретных машин разнообразного назначения.

В отличие от традиционного выполнения проекта с использованием в основном графических методов, методические указания ориентированы на применение современной вычислительной техники. Применение современных текстовых, графических редакторов и прикладных программ расчета позволяют решать более сложные задачи: выбора оптимальных параметров механизмов, получения числовых значений параметров с требуемой точностью и др.; прививает навыки использования компьютерных технологий проектирования; способствует лучшему пониманию и усвоению материала курса.

В методических указаниях выполнено структурное, кинематическое и динамическое исследование кривошипно-ползунного механизма на примере механизма воздушного компрессора и проектирование зубчатой передачи с использованием аналитических и графических методов.

Исходные данные курсового проекта определяются по номеру задания сборника заданий кафедры ОКМ [1]. Расчетно-пояснительную записку оформляют согласно методическим указаниям [2].

Методические указания являются образцом для написания основной части расчетно-пояснительной записки.

Вся графическая документация в методическом указании выполнена с помощью лицензионной графической системы «КОМПАС» [3].

Расчеты кинематики и динамики рычажных механизмов в курсовом проекте выполнены с помощью пакета прикладных программ КДАМ (кинематический и динамический анализ механизмов) кафедры ОКМ [4].

1. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

1.1. Планы положений

Для механизма компрессора (рис. 1) даны: $T = 0,05$ с; $\lambda_{OA} = 0,1$ м; $\lambda_{AB} = 0,3$ м; $\lambda_{AC} = 0,075$ м; $\lambda_{CD} = 0,31$ м – длины звеньев; $\lambda_{AS_2} = 0,15$ м; $\lambda_{CS_4} = 0,155$ м – положение центра масс звеньев 2 и 4.

Определяют:

$$H = 2 \lambda_{OA} = 2 \cdot 0,1 = 0,2 \text{ м}; \quad \omega_1 = \frac{2\pi}{T} = \frac{6,2832}{0,05} = 125,66 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

$$\text{Масштаб длины } \mu_\lambda = \frac{\lambda_{OA}}{OA} = \frac{0,1}{50} = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Длину кривошипа на чертеже OA выбирают произвольно.

Длины звеньев AB, AC и CD на чертеже:

$$AB = \frac{\lambda_{AB}}{\mu_\lambda} = \frac{0,3}{0,002} = 150 \text{ мм}; \quad AC = \frac{\lambda_{AC}}{\mu_\lambda} = \frac{0,075}{0,002} = 37,5 \text{ мм};$$

$$CD = \frac{\lambda_{CD}}{\mu_\lambda} = \frac{0,31}{0,002} = 155 \text{ мм}.$$

В масштабе μ_λ вычерчивают планы положений механизма в 12 рассматриваемых равностоящих положениях кривошипа (рис. 1). За нулевое принято положение механизма, в котором звено 3 находится в крайней правой точке (в верхней мертвой точке).

1.2. Структурный анализ

Степень подвижности механизма определяют по формуле Чебышева для плоских механизмов $W = 3n - 2p_n - p_v$, где: $n = 5$ – число подвижных звеньев механизма, $p_n = 7$ – число низших кинематических пар, $p_v = 0$ – число высших кинематических пар. Тогда $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$.

При структурном анализе начинают отделять группу Ассура второго класса наиболее отдаленную от ведущего звена, причем после отделения каждой группы оставшаяся часть должна представлять собой кинематическую цепь с тем же числом степеней свободы, что и исходный механизм. Разложение механизма на группы Ассура ведется то тех пор, пока не останется ведущее звено и стойка. Формула строения механизма имеет вид: $1 (0,1) \rightarrow 2_{22} (2,3) \rightarrow 2_{22} (4,5)$. По классификации Ассура-Артоболевского данный механизм является механизмом 2-го класса.

Кинематическая схема механизма

$$\mu = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

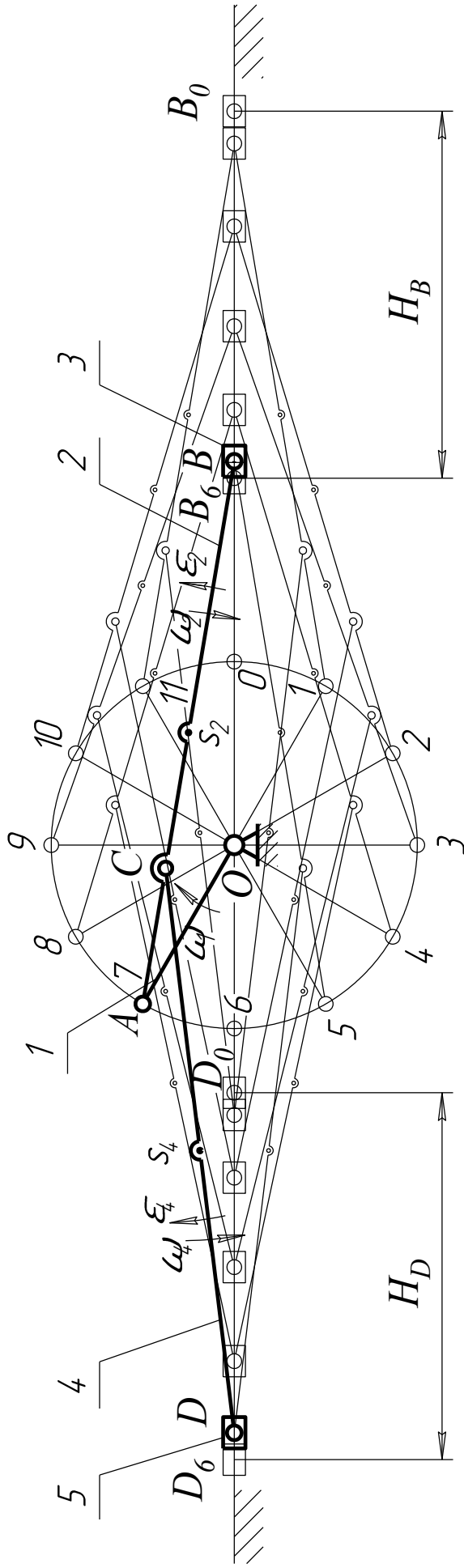
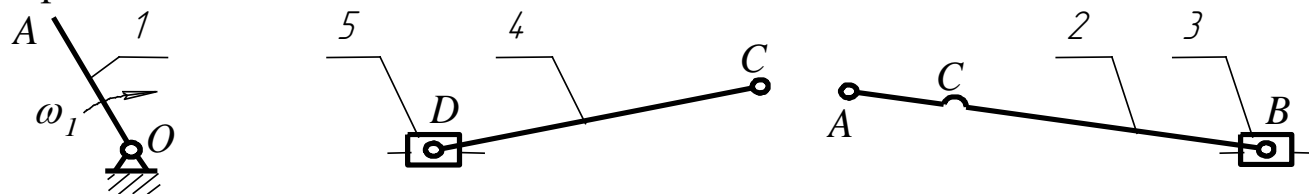


Рисунок 1

Разложение механизма на группы Ассур и входное звено показаны на рис. 2.



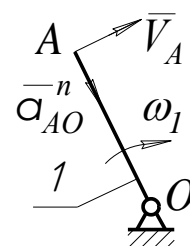
Механизм 1-го класса Группа Ассур 2₂₂ Группа Ассур 2₂₂

Рисунок 2 – Схема разложения механизма

1.3. Планы скоростей

Кинематическое исследование механизма начинают с механизма 1-го класса. Для входного звена определяют линейную скорость точки А: $V_A = \omega_1 \cdot \lambda_{OA} = 125,66 \cdot 0,1 = 12,566$ м/с.

Вектор скорости \vec{V}_A перпендикулярен звену ОА и направлен в сторону вращения входного звена (рис. 3).



Масштаб плана скоростей $\mu_V = \frac{V_A}{r_a} = \frac{12,566}{167,55} = 0,075 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$.

Рисунок 3

Длину отрезка \overline{ra} , изображающего на плане скоростей вектор скорости \vec{V}_A , рекомендуется брать в диапазоне $\overline{ra} = 80 \div 100$ мм, причем при «ручном» черчении величина отрезка \overline{ra} должна быть целой.

Скорости точек В и D определяют из векторных уравнений:

$$\underline{\vec{V}}_B = \underline{\vec{V}}_A + \underline{\vec{V}}_{BA}; \quad \underline{\vec{V}}_D = \underline{\vec{V}}_C + \underline{\vec{V}}_{DC}.$$

$$\|OB \perp OA \perp BA \quad \|OD \perp DC$$

В этих уравнениях одной чертой подчеркнуты векторы, известные по направлению, двумя – известные по величине и по направлению.

Скорости точки С и центров масс звеньев 2, 4 находят по теореме подобия: $\overline{cs} = \overline{cb} \frac{AC}{AB}$; $\overline{cs}_2 = \overline{cb} \frac{AS_2}{AB}$; $\overline{cs}_4 = \overline{cd} \frac{CS_4}{CD}$.

На рис. 4 показаны планы скоростей для положений 6 и 7 механизма.

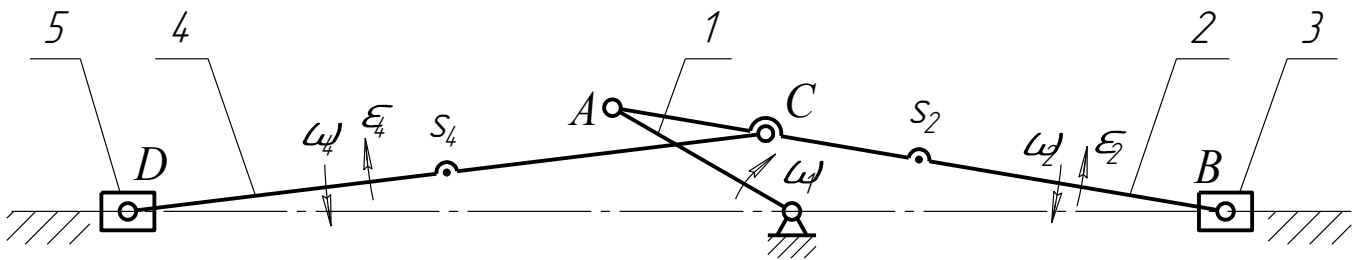
Значения линейных и угловых скоростей точек и звеньев определяют через отрезки плана скоростей:

$$V_B = \overline{rb} \cdot \mu_V; V_{BA} = \overline{ab} \cdot \mu_V; V_D = \overline{rd} \cdot \mu_V; V_{DC} = \overline{cd} \cdot \mu_V; V_C = \overline{rc} \cdot \mu_V;$$

$$V_{S_2} = \overline{ps}_2 \cdot \mu_V; V_{S_4} = \overline{ps}_4 \cdot \mu_V; \omega_2 = \frac{V_{BA}}{\lambda_{AB}}; \omega_4 = \frac{V_{DC}}{\lambda_{DC}}.$$

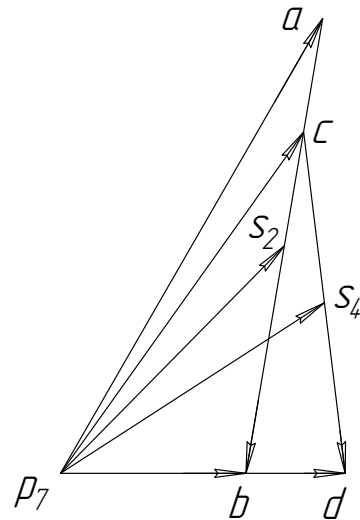
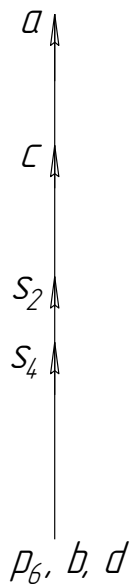
Кинематическая схема механизма

$$\mu = 0,002 \frac{M}{MM}$$



Планы скоростей

$$\mu_v = 0,075 \frac{M/C}{MM}$$



Планы ускорений

$$\mu_a = 9 \frac{M/C^2}{MM}$$

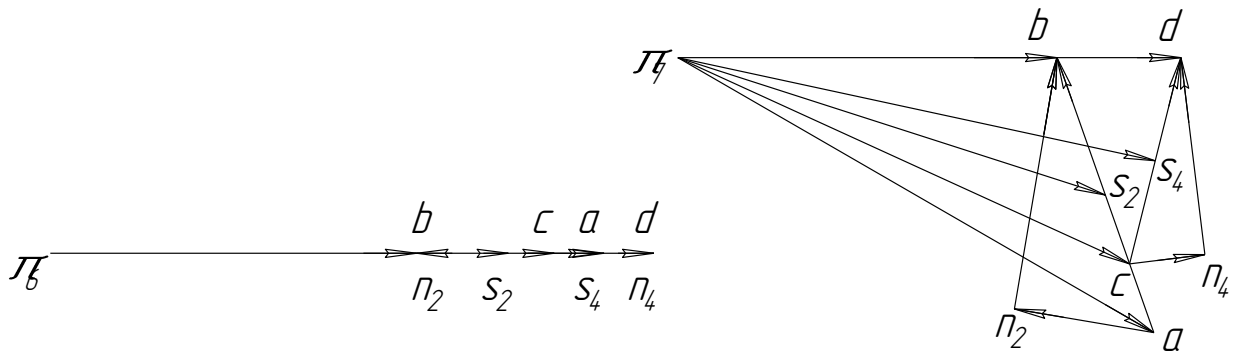


Рисунок 4

Направление угловой скорости звена 2 (4) определяют следующим образом: перемещают вектор относительной скорости $\bar{V}_{BA}(\bar{V}_{DC})$ в точку B (D) и рассматривают ее движение относительно переносной точки A (C), которую мысленно закрепляют.

Для положения 6:

$$V_B = 0 \cdot 0,075 = 0 \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = 167,55 \cdot 0,075 = 12,566 \text{ м/с};$$

$$V_C = 125,66 \cdot 0,075 = 9,425 \text{ м/с};$$

$$V_D = 0 \cdot 0,075 = 0 \text{ м/с};$$

$$V_{DC} = 125,66 \cdot 0,075 = 9,425 \text{ м/с};$$

$$V_{S_2} = 83,78 \cdot 0,075 = 6,284 \text{ м/с};$$

$$V_{S_4} = 62,83 \cdot 0,075 = 4,712 \text{ м/с};$$

$$\omega_2 = 12,566 / 0,30 = 41,887 \text{ рад/с};$$

$$\omega_4 = 9,425 / 0,31 = 30,403 \text{ рад/с}.$$

Для положения 7:

$$V_B = 59,25 \cdot 0,075 = 4,444 \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = 147,16 \cdot 0,075 = 11,037 \text{ м/с};$$

$$V_C = 133,69 \cdot 0,075 = 10,027 \text{ м/с};$$

$$V_D = 90,91 \cdot 0,075 = 6,818 \text{ м/с};$$

$$V_{DC} = 109,63 \cdot 0,075 = 8,222 \text{ м/с};$$

$$V_{S_2} = 101,87 \cdot 0,075 = 7,640 \text{ м/с};$$

$$V_{S_4} = 100,32 \cdot 0,075 = 7,524 \text{ м/с};$$

$$\omega_2 = 11,037 / 0,30 = 36,790 \text{ рад/с};$$

$$\omega_4 = 8,222 / 0,31 = 26,523 \text{ рад/с}.$$

Результаты вычислений заносят в таблицу 1.

Таблица 1 – Линейные и угловые скорости точек и звеньев

№ пол.	V_A , м/с	V_B , м/с	V_C , м/с	V_D , м/с	V_{BA} , м/с	V_{DC} , м/с	ω_2 , 1/с	ω_4 , 1/с
6	12,566	0	9,425	0	12,566	9,425	41,887	30,403
7	12,566	4,444	10,027	6,818	11,037	8,222	36,790	26,523

1.4. Планы ускорений

Определяют ускорение точки A. Так как $\omega_1 = \text{const}$, то

$$a_A = a_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot \lambda_{OA} = 125,66^2 \cdot 0,1 = 1579,0 \text{ м/с}^2.$$

Вектор нормального ускорения направлен к центру относительного вращения звена (центростремительное ускорение), т.е. вдоль звена OA от точки A к точке O (рис. 3).

$$\text{Масштаб плана ускорений } \mu_a = \frac{a_A}{\pi a} = \frac{1579,0}{175,45} = 9 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}.$$

Длину отрезка $\overline{\pi a}$, изображающего на плане ускорений вектор ускорения $\overline{a_A}$, рекомендуется брать в диапазоне $\overline{\pi a} = 80 \div 100$ мм, причем при «ручном» черчении величина отрезка $\overline{\pi a}$ должна быть целой.

Ускорения точек В и D определяют из векторных уравнений:

$$\begin{array}{l} \overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^\tau} \\ \parallel BO \quad \parallel OA \quad \parallel BA \quad \perp BA \end{array} \quad \text{и} \quad \begin{array}{l} \overline{a_D} = \overline{a_C} + \overline{a_{DC}^n} + \overline{a_{DC}^\tau} \\ \parallel DO \quad \parallel DC \quad \perp DC \end{array}.$$

Ускорение точки С находят по теореме подобия.

Величины нормальных ускорений:

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{\lambda_{BA}}; \quad \overline{a_{n2}} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}; \quad a_{DC}^n = \frac{V_{DC}^2}{\lambda_{DC}}; \quad \overline{a_{n4}} = \frac{a_{DC}^n}{\mu_a}.$$

Для положения 6:

$$\begin{array}{l} a_{BA}^n = 12,566^2/0,30 = 526,35 \text{ м/с}^2; \quad \overline{a_{n2}} = 526,35/9 = 58,48 \text{ мм}; \\ a_{DC}^n = 9,425^2/0,31 = 286,55 \text{ м/с}^2; \quad \overline{a_{n4}} = 286,55/9 = 31,84 \text{ мм}. \end{array}$$

Для положения 7:

$$\begin{array}{l} a_{BA}^n = 11,037^2/0,30 = 406,05 \text{ м/с}^2; \quad \overline{a_{n2}} = 406,05/9 = 45,12 \text{ мм}; \\ a_{DC}^n = 8,222^2/0,31 = 218,07 \text{ м/с}^2; \quad \overline{a_{n4}} = 218,07/9 = 24,23 \text{ мм}. \end{array}$$

Ускорения a_{s2} и a_{s4} центров масс звеньев 2, 4 находят по теореме подобия.

На рис. 4 показаны планы ускорений для положений 6 и 7.

Значения полных, относительных и угловых ускорений точек и звеньев определяют через отрезки плана ускорений:

$$\begin{array}{l} a_B = \overline{\pi b} \cdot \mu_a; \quad a_{BA}^\tau = \overline{n_2 b} \cdot \mu_a; \quad a_D = \overline{\pi d} \cdot \mu_a; \quad a_{DC}^\tau = \overline{n_4 d} \cdot \mu_a; \\ a_C = \overline{\pi c} \cdot \mu_a; \quad \varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{\lambda_{BA}}; \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^\tau}{\lambda_{DC}}. \end{array}$$

Направления угловых ускорений определяют тем же методом, что и угловые скорости (через вектор касательного ускорения относительного движения точек В и D).

Для положения 6:

$$\begin{array}{l} a_B = 116,97 \cdot 9 = 1052,7 \text{ м/с}^2; \\ a_{BA}^\tau = 0 \cdot 9 = 0 \text{ м/с}^2; \\ a_C = 160,84 \cdot 9 = 1447,6 \text{ м/с}^2; \\ a_D = 192,68 \cdot 9 = 1734,1 \text{ м/с}^2; \\ a_{DC}^\tau = 0 \cdot 9 = 0 \text{ м/с}^2; \\ a_{s2} = 146,22 \cdot 9 = 1316,0 \text{ м/с}^2; \\ a_{s4} = 176,76 \cdot 9 = 1590,8 \text{ м/с}^2; \end{array}$$

Для положения 7:

$$\begin{array}{l} a_B = 121,02 \cdot 9 = 1089,2 \text{ м/с}^2; \\ a_{BA}^\tau = 81,35 \cdot 9 = 732,15 \text{ м/с}^2; \\ a_C = 158,52 \cdot 9 = 1426,7 \text{ м/с}^2; \\ a_D = 160,61 \cdot 9 = 1445,5 \text{ м/с}^2; \\ a_{DC}^\tau = 63,33 \cdot 9 = 570,0 \text{ м/с}^2; \\ a_{s2} = 143,36 \cdot 9 = 1290,2 \text{ м/с}^2; \\ a_{s4} = 155,93 \cdot 9 = 1403,4 \text{ м/с}^2; \end{array}$$

$$\varepsilon_2 = 0/0,30 = 0 \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_2 = 732,15/0,30 = 2440,5 \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_4 = 0/0,31 = 0 \text{ рад/с}^2.$$

$$\varepsilon_4 = 570,0/0,31 = 1838,7 \text{ рад/с}^2.$$

Результаты вычислений заносят в таблицу 2.

Таблица 2 – Линейные и угловые ускорения точек и звеньев

№ пол.	$a_A,$ м/с ²	$a_B,$ м/с ²	$a_C,$ м/с ²	$a_D,$ м/с ²	$a_{S_2},$ м/с ²	$a_{S_4},$ м/с ²	$\varepsilon_2,$ 1/с ²	$\varepsilon_4,$ 1/с ²
6	1579,0	1052,7	1447,6	1734,1	1316,0	1590,8	0	0
7	1579,0	1089,2	1426,7	1445,5	1290,2	1403,4	2440,5	1838,7

1.5. Кинематические диаграммы

Кинематические диаграммы строят по результатам расчета с использованием пакета прикладных программ КДАМ.

Результаты расчета сводят в таблицу 3.

Таблица 3 – Перемещения, скорости и ускорения звеньев 3 и 5

№ пол.	$S_B,$ м	$V_B,$ м/с	$a_B,$ м/с ²	$S_D,$ м	$V_D,$ м/с	$a_D,$ м/с ²
0	0	0	2105,5	0	0	1424,2
1	0,0176	8,1227	1645,9	0,0122	5,748	1289,6
2	0,0628	12,777	527,17	0,0463	10,347	867,13
3	0,1172	12,566	-558,31	0,0951	12,566	155,73
4	0,1628	8,988	-1052	0,1463	11,419	-712,01
5	0,1908	4,444	-1089,2	0,1854	6,818	-1445,5
6	0,2	0	-1052,8	0,2	0	-1734,1
7	0,1908	-4,444	-1089,2	0,1854	-6,818	-1445,5
8	0,1628	-8,988	-1052	0,1463	-11,419	-712,01
9	0,1172	-12,566	-558,31	0,0951	-12,566	155,73
10	0,0628	-12,777	-527,17	0,0463	-10,347	867,13
11	0,0176	-8,1227	1645,9	0,0122	-5,748	1289,6
12	0	0	2105,5	0	0	1424,2

Кинематические диаграммы для звеньев 3 и 5 показаны на рис. 5.

Примечание. С увеличением числа рассматриваемых положений входного звена увеличивается точность нахождения экстремальных точек на графиках скоростей и ускорений, поэтому диаграммы рассчитаны и построены для 36 равностоящих положений кривошипа. Программа КДАМ позволяет доводить число равномерных разбиений до 100 положений.

Масштаб по углу поворота входного звена

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{\bar{x}} = \frac{6,2832}{240} = 0,0262 \frac{\text{рад}}{\text{мм}},$$

где \bar{x} – отрезок в мм на диаграммах, соответствующий полному углу поворота кривошипа, рекомендуется брать $\bar{x} = 180 \div 240$ мм.

Кинематические диаграммы

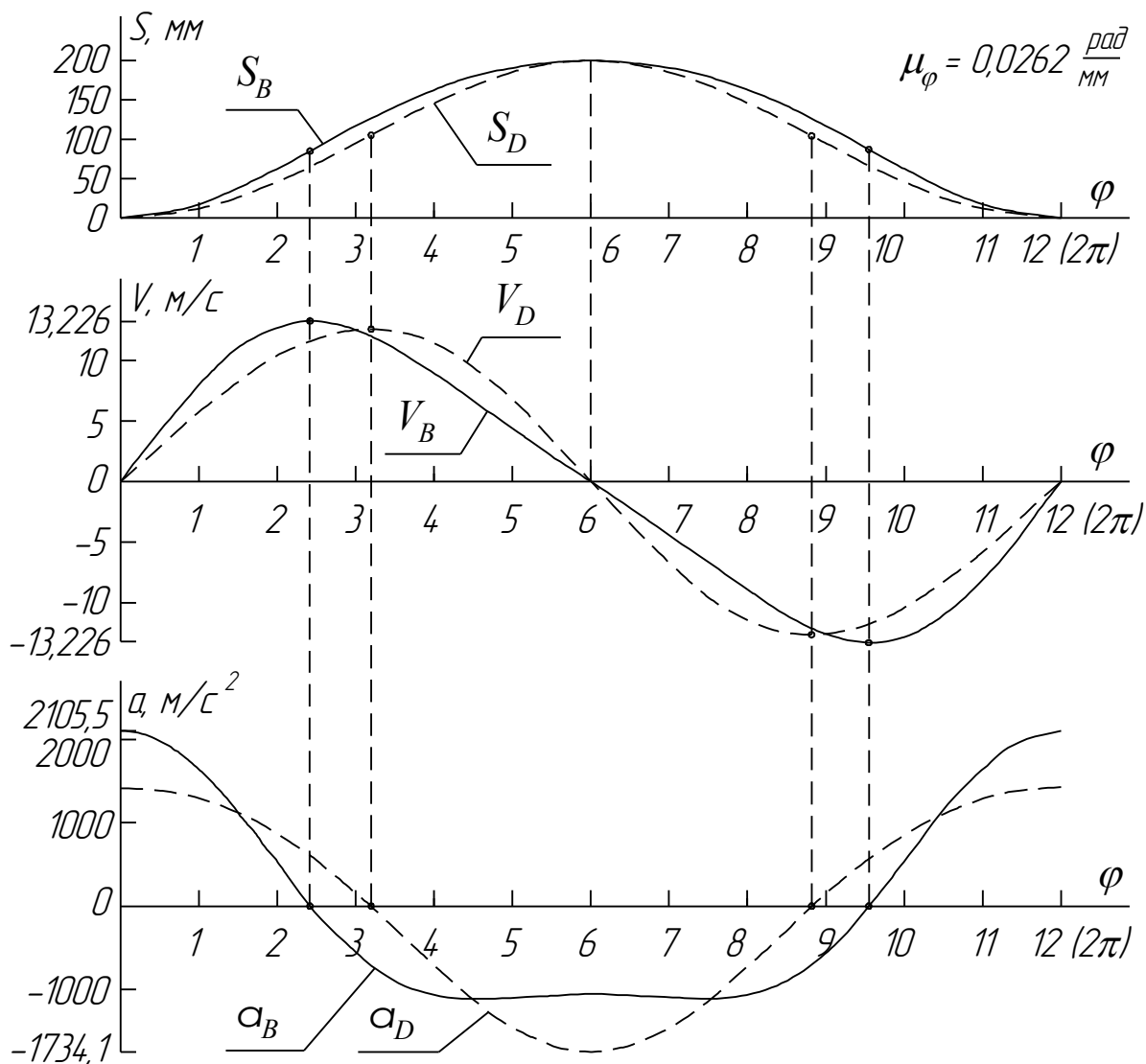


Рисунок 5

На диаграммах необходимо найти и соединить вертикальными линиями характерные точки (точку перегиба → экстремум → ноль).

Примечание. Для кинематического анализа программа КДАМ рассчитывает значения перемещений, линейных и угловых скоростей и ускорений любых звеньев или отдельных точек механизма. Найдены максимальные значения: $V_{B\text{max}} = 13,226$ м/с; $V_{D\text{max}} = 12,587$ м/с; $a_{B\text{max}} = 2105,5$ м/с²; $a_{D\text{max}} = 1734,1$ м/с², $\omega_{2\text{max}} = 41,888$ рад/с; $\varepsilon_{2\text{max}} = 5583,1$ рад/с²; $\omega_{4\text{max}} = 30,403$ рад/с; $\varepsilon_{4\text{max}} = 3937,5$ рад/с².

1.6. Сравнительный анализ результатов

Отличие результатов графоаналитического метода (метода планов) и аналитического метода оценивают погрешностью:

$$\Delta_V = \frac{|V_{гр} - V_{ан}|}{0,5|V_{гр} + V_{ан}|} 100\% \quad \text{и} \quad \Delta_\alpha = \frac{|\alpha_{гр} - \alpha_{ан}|}{0,5|\alpha_{гр} + \alpha_{ан}|} 100\% .$$

Аналогично для угловой скорости и углового ускорения.

Сравнение результатов сводят в таблицы 4 и 5.

Таблица 4 – Оценка погрешностей определения линейных скоростей и ускорений

№ пол.	М е т о д	V _B , м/с	α _B , м/с ²	V _D , м/с	α _D , м/с ²
6	графоаналитический	0	1052,7	0	1734,1
	аналитический	0	1052,8	0	1734,1
	погрешность, %	0	0	0	0
7	графоаналитический	4,444	1089,2	6,818	1445,5
	аналитический	4,444	1089,2	6,818	1445,5
	погрешность, %	0	0	0	0

Таблица 5 – Оценка погрешностей определения угловых скоростей и ускорений

№ пол.	М е т о д	ω ₂ , 1/с	ε ₂ , 1/с ²	ω ₄ , 1/с	ε ₄ , 1/с ²
6	графоаналитический	-41,887	0	30,403	0
	аналитический	-41,888	0	30,403	0
	погрешность, %	0	0	0	0
7	графоаналитический	-36,790	2440,5	26,524	-1838,7
	аналитический	-36,791	2440,4	26,524	-1838,6
	погрешность, %	0	0	0	0

Погрешность во всех случаях ниже предельно допустимой ($\leq 5\%$). Погрешность в 0 % получена в результате тщательных построений с помощью графического редактора «КОМПАС» и с использованием в расчетах и построениях не менее 8 значащих цифр.

Примечание. Программа КДАМ рассчитывает угловые скорости и ускорения с учетом их направления (знак плюс соответствует направлению против хода часовой стрелки), поэтому при оценке погрешностей необходимо учитывать направления угловых скоростей и ускорений.

2. КИНЕТОСТАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

2.1. Определение нагрузок механизма

Для механизма компрессора (рис. 6) даны: $m_1 = 0$ кг; $m_2 = 1,5$ кг; $m_3 = 0,6$ кг; $m_4 = 1,55$ кг; $m_5 = 0,6$ кг; $F_{\max} = 2000$ Н; $J_{S_2} = 0,0135$ кг·м²; $J_{S_4} = 0,015$ кг·м²; $d_{\text{ц}} = 40 - 50$ мм; $f = 0,05 - 0,1$.

Кинематическая схема механизма

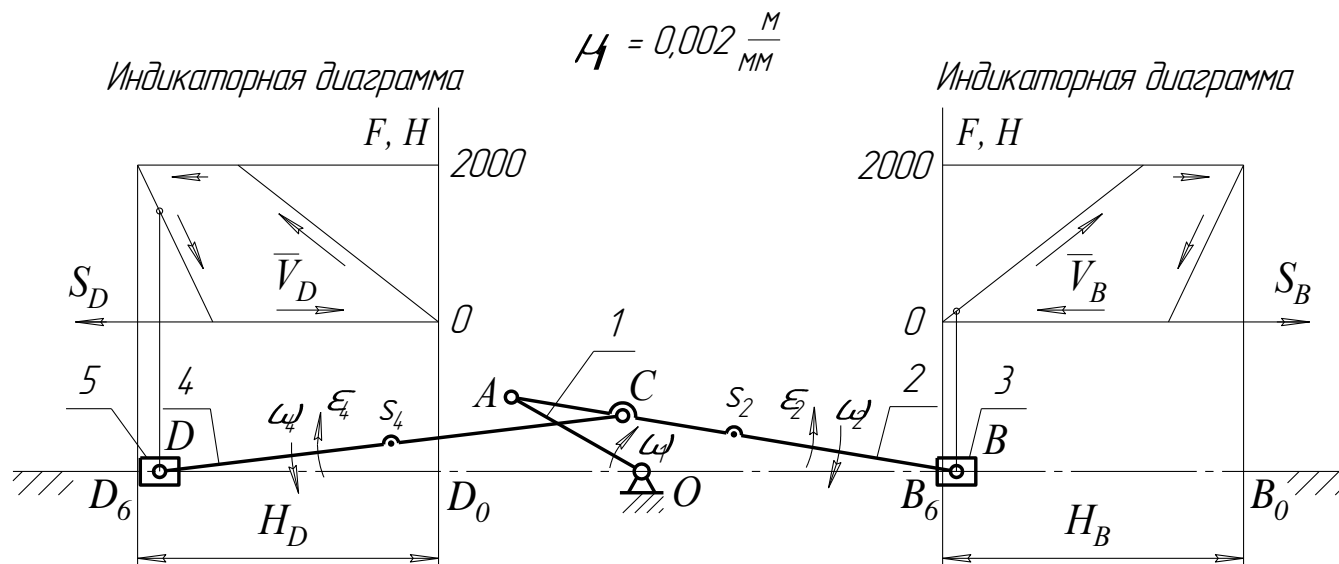


Рисунок 6

Силы сопротивления \bar{F}_{C_3} и \bar{F}_{C_5} определяют по индикаторной диаграмме. Находят совпадение направления вектора скорости поршня с направлением стрелки на индикаторной диаграмме (рис. 6). В правом цилиндре для расчетного положения происходит процесс сжатия $F_{C_3} = 500$ Н, в левом – процесс выравнивания давления в полости цилиндра и атмосферного $F_{D_5} = 1000$ Н (величины сил берут из расчета).

2.2. Кинестатика структурных групп

Кинестатика механизмов занимается решением двух задач: определением усилий (реакций) в кинематических парах и определением уравновешивающих сил. Кинестатический (силовой) расчет каждой группы Ассур проводят в отдельности, так как группа Ассур является статической определимой системой. Силовой расчет механизма начинают с группы Ассур, наиболее удаленной от входного звена, т. е. группы 2₂₂ (звенья 4, 5). На основе принципа Даламбера рассматривают равновесие сил группы, прикладывая к ней: \bar{G}_4, \bar{G}_5 – силы тяжести, \bar{F}_{D_5} – силу давления, $\bar{F}_{и4}, \bar{F}_{и5}$ – силы инерции, $T_{и4}$ – момент сил инерции, $\bar{R}_{24}, \bar{R}_{05}$ – реакции в кинематических парах, как действие отброшенных связей.

Величины сил:

$$G_4 = m_4 \cdot g = 1,55 \cdot 9,81 = 15,21 \text{ Н}; \quad G_5 = m_5 \cdot g = 0,6 \cdot 9,81 = 5,89 \text{ Н};$$

$$F_{и4} = m_4 \cdot a_{S_4} = 1,55 \cdot 1403,3 = 2175,1 \text{ Н};$$

$$F_{и5} = m_5 \cdot a_D = 0,6 \cdot 1445,5 = 867,3 \text{ Н};$$

$$T_{и4} = J_{S_4} \cdot \varepsilon_4 = 0,015 \cdot 1838,6 = 27,579 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Величина ускорения a_{S_4} взята из таблицы 2, величины ускорений a_D и ε_4 взяты из расчетов по программе КДАМ.

Силы инерции $\bar{F}_{и4}$, $\bar{F}_{и5}$ и момент сил инерции $T_{и4}$ направлены противоположно соответственно векторам \bar{a}_{S_4} , \bar{a}_D и ε_4 .

Силу инерции $\bar{F}_{и4}$ и момент сил инерции $T_{и4}$ приводят к одной результирующей силе. Заменяют момент $T_{и4}$ парой сил $T_{и4} = F_{и4} \cdot h_4$.

$$\text{Плечо силы: } h_4 = \frac{T_{и4}}{F_{и4}} = \frac{27,579}{2175,1} = 0,0127 \text{ м}; \quad \bar{h}_4 = \frac{h_4}{\mu_\lambda} = \frac{0,0127}{0,002} = 6,34 \text{ мм}.$$

Силу $\bar{F}_{и4}$ следует переносить так, чтобы она создавала момент относительно точки S_4 , направленный в ту же сторону, что и момент $T_{и4}$ (рис. 7).

Точку пересечения линии действия силы $\bar{F}_{и4}$ со звеном CD обозначают через K_4 (центр качания).

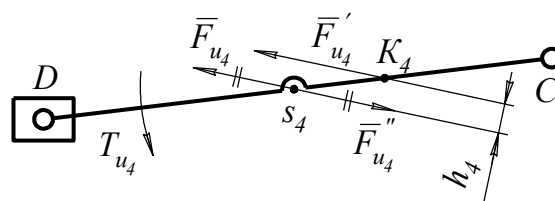


Рисунок 7

Схема нагружения группы Ассур 2₂₂ (4,5) показана на рис. 8.

Неизвестные силы: \bar{R}_{24}^τ , \bar{R}_{24}^n , \bar{R}_{05} . Векторное уравнение решается с двумя неизвестными, поэтому одну из неизвестных сил необходимо определить аналитически. Реакцию \bar{R}_{24}^τ находят из условия равновесия звена 4 ($\sum M_D = 0$) полагая, что $\bar{R}_{24}^\tau \perp CD$. Перед составлением уравнения равновесия задаются направлением реакции \bar{R}_{24}^τ . Тогда

$$R_{24}^\tau \cdot \overline{CD} + G_4 \cdot \bar{h}_{G_4} - F_{и4} \cdot \bar{h}_{и4} = 0;$$

$$R_{24}^\tau = \frac{-G_4 \cdot \bar{h}_{G_4} + F_{и4} \cdot \bar{h}_{и4}}{\overline{CD}} = \frac{-15,21 \cdot 0,1539 + 2175,1 \cdot 0,0635}{0,31} = 438,0 \text{ Н}.$$

В формулу подставлены истинные размеры с «электронного» чертежа в метрах, в случае «ручного» черчения длину звена и плечи сил измеряют на чертеже в миллиметрах.

Схема нагружения группы Ассура 2₂₂ (4,5)

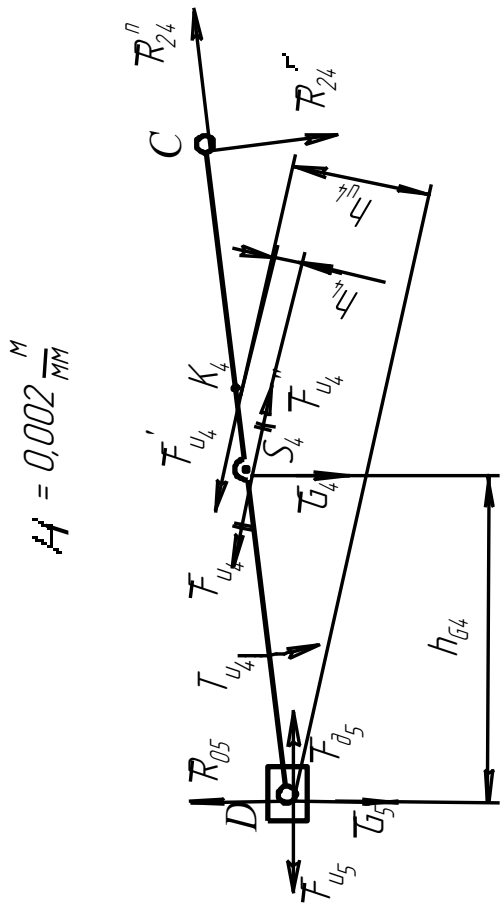
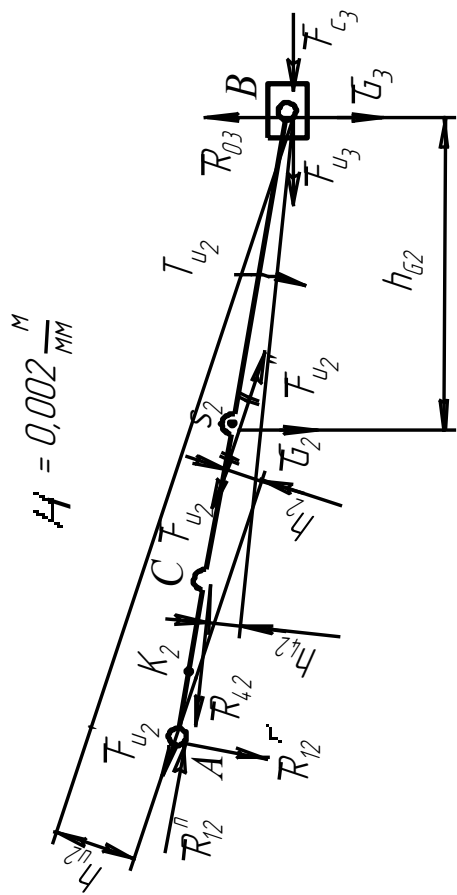
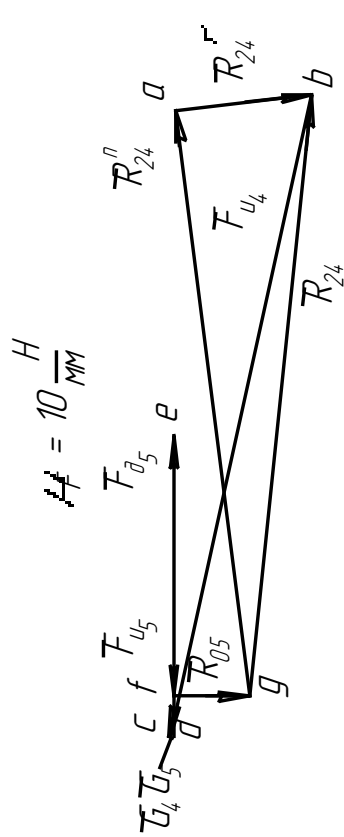


Схема нагружения группы Ассура 2₂₂ (2,3)



План сил группы Ассура 2₂₂ (4,5)



План сил группы Ассура 2₂₂ (2,3)

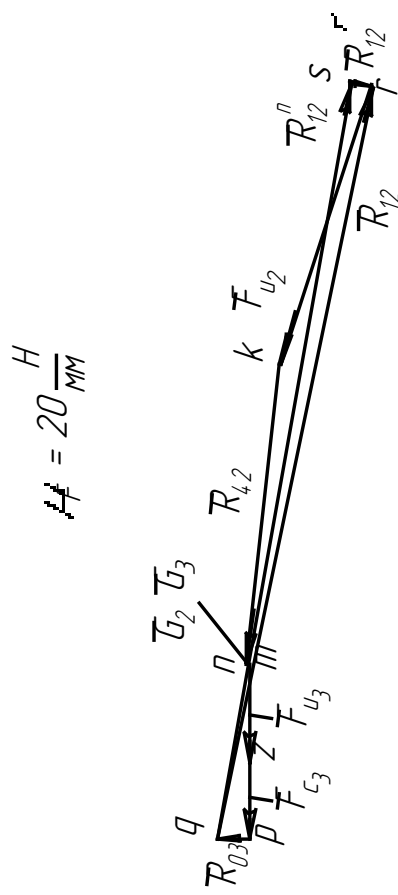


Рисунок 8

Если величина силы \bar{R}_{24}^τ получилась отрицательной, то первоначальное направление выбрано неверно и поэтому на схеме нагружения необходимо сменить знак действия силы \bar{R}_{24}^τ на противоположный.

Составляют векторное уравнение, причем одну неизвестную силу следует записывать первой, а вторую – последней, и сгруппировать вместе все силы, действующие на одно звено, а затем на другое:

$$\bar{R}_{24}^n + \bar{R}_{24}^\tau + \bar{F}_{и4} + \bar{G}_4 + \bar{G}_5 + \bar{F}_{д5} + \bar{F}_{и5} + \bar{R}_{05} = 0.$$

$$\parallel CD \qquad \perp OD$$

Начинают строить векторный многоугольник сил, начиная с силы \bar{R}_{24}^τ . Направление действия сил $\bar{R}_{24}^n, \bar{R}_{05}$ определяют из условия, что многоугольник сил должен быть замкнутым.

Масштаб плана сил выбирают исходя из максимальной силы в группе, например, для расчетного положения $\mu_F = \frac{F_{и4}}{bc} = \frac{2175,1}{217,51} = 10 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$, причем при «ручном» черчении величина отрезка bc должна быть целой.

План сил для группы Ассур $2_{22} (4,5)$ показан на рис. 8.

Построением плана сил определяют реакции: $\bar{R}_{05}, \bar{R}_{24}^n, \bar{R}_{24}, \bar{R}_{54}$.

$$\bar{R}_{24} = \bar{R}_{24}^n + \bar{R}_{24}^\tau.$$

Реакцию во внутренней кинематической паре \bar{R}_{54} определяют из условия равновесия звена 4 (рис. 9):

$$\bar{R}_{24} + \bar{F}_{и4} + \bar{G}_4 + \bar{R}_{54} = 0.$$

Значения сил определяют через отрезки плана сил:

$$R_{24} = \overline{gb} \cdot \mu_F = 200,33 \cdot 10 = 2003,3 \text{ Н};$$

$$R_{05} = \overline{fg} \cdot \mu_F = 24,491 \cdot 10 = 244,91 \text{ Н};$$

$$R_{54} = \overline{dg} \cdot \mu_F = 27,855 \cdot 10 = 278,55 \text{ Н}.$$

Рассматривают равновесие группы Ассур $2_{22} (2,3)$ и прикладывают к ней: \bar{G}_2, \bar{G}_3 – силы тяжести, $\bar{F}_{с3}$ – силу сопротивления, $\bar{F}_{и2}, \bar{F}_{и3}$ – силы инерции, $T_{и2}$ – момент сил инерции, $\bar{R}_{12}, \bar{R}_{03}, \bar{R}_{42} (-\bar{R}_{24})$ – реакции в кинематических парах.

Определяют:

$$G_2 = m_2 \cdot g = 1,5 \cdot 9,81 = 14,72 \text{ Н}; \qquad G_3 = m_3 \cdot g = 0,6 \cdot 9,81 = 5,89 \text{ Н};$$

$$F_{и2} = m_2 \cdot \alpha_{S_2} = 1,5 \cdot 1290,3 = 1935,5 \text{ Н};$$

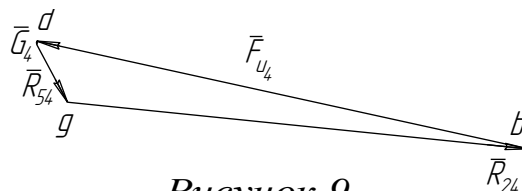


Рисунок 9

$$F_{и3} = m_3 \cdot a_B = 0,6 \cdot 1089,2 = 653,52 \text{ Н};$$

$$T_{и2} = J_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 0,0135 \cdot 2440,4 = 32,945 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Величина ускорения a_{S_2} взята из таблицы 2 (из плана ускорений), величины ускорений a_B и ε_2 взяты из расчетов по программе КДАМ.

Силы инерции $\bar{F}_{и2}, \bar{F}_{и3}$ и момент сил инерции $T_{и2}$ направлены противоположно соответственно векторам \bar{a}_{S_2}, \bar{a}_B и ε_2 .

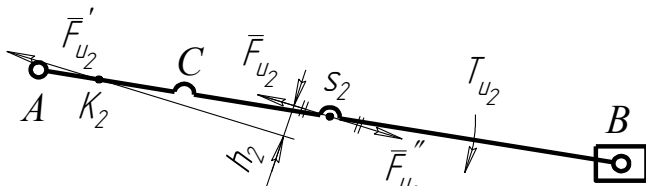


Рисунок 10

Плечо силы (рис.10):

$$h_2 = \frac{T_{и2}}{F_{и2}} = \frac{32,945}{1935,5} = 0,0170 \text{ мм};$$

$$\bar{h}_2 = \frac{h_2}{\mu_\lambda} = \frac{0,0170}{0,002} = 8,5 \text{ мм}.$$

Схема нагружения группы Ассур 2₂₂ (4,5) показана на рис. 8.

Неизвестные силы: $\bar{R}_{12}^\tau, \bar{R}_{12}^n, \bar{R}_{03}$. Векторное уравнение решается с двумя неизвестными, поэтому одну из неизвестных сил необходимо определить аналитически. Реакцию \bar{R}_{12}^τ находят из условия равновесия звена 2 ($\Sigma M_B = 0$) полагая, что $\bar{R}_{12}^\tau \perp AB$. Тогда

$$R_{12}^\tau \cdot AB + G_2 \cdot \bar{h}_{G_2} - F_{и2} \cdot \bar{h}_{и2} + R_{42} \cdot \bar{h}_{42} = 0;$$

$$R_{12}^\tau = \frac{-G_2 \cdot \bar{h}_{G_2} + F_{и2} \cdot \bar{h}_{и2} - R_{42} \cdot \bar{h}_{42}}{AB} =$$

$$= \frac{-14,72 \cdot 0,148 + 1935,5 \cdot 0,0385 - 2003,3 \cdot 0,0145}{0,3} = 144,30 \text{ Н}.$$

Составляют векторное уравнение:

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^\tau + \bar{F}_{и2} + \bar{R}_{42} + \bar{G}_2 + \bar{G}_3 + \bar{F}_{и3} + \bar{F}_{C_3} + \bar{R}_{03} = 0.$$

$\parallel AB$

$\perp OB$

Масштаб плана сил выбирают исходя из максимальной силы в группе, например, для расчетного положения $\mu_F = \frac{R_{42}}{gb} = \frac{2003,3}{100,165} = 20 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$, причем при «ручном» черчении величина отрезка gb должна быть целой.

План сил для группы Ассур 2₂₂ (2,3) показан на рис. 8.

Построением плана сил определяют реакции $\bar{R}_{03}; \bar{R}_{12}^n; \bar{R}_{12}; \bar{R}_{32}$:

$$\bar{R}_{12} = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^\tau;$$

Реакцию во внутренней кинематической паре \overline{R}_{32} определяют из условия равновесия звена 2 (рис. 11)

$$\overline{R}_{12} + \overline{F}_{и2} + \overline{R}_{42} + \overline{G}_2 + \overline{R}_{32} = 0.$$

Определяют значения сил:

$$R_{12} = \overline{qr} \cdot \mu_F = 254,28 \cdot 20 = 5085,7 \text{ Н};$$

$$R_{03} = \overline{pq} \cdot \mu_F = 10,392 \cdot 20 = 207,83 \text{ Н};$$

$$R_{32} = \overline{mq} \cdot \mu_F = 586,04 \cdot 20 = 1172,1 \text{ Н}.$$

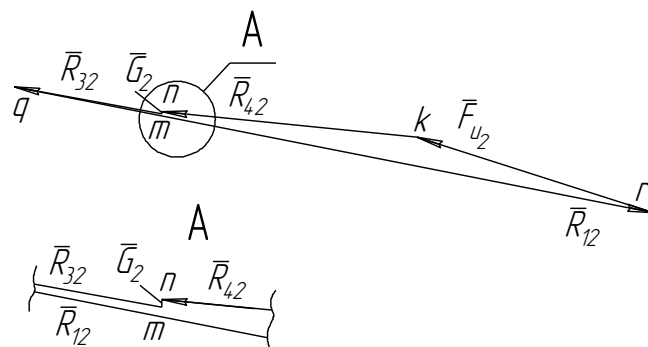


Рисунок 11

2.3. Кинетостатика входного звена

Рассматривают равновесие входного звена и прикладывают к нему реакции \overline{R}_{21} , \overline{R}_{01} и момент $M_{ур}$, по условию $\overline{G}_1 = 0$ и $T_{и1} = 0$. Схема нагружения входного звена показана на рис. 12.

Схема нагружения входного звена

$$\mu = 0,002 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$$

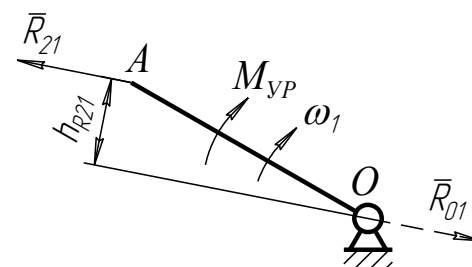


Рисунок 12

$$M_{ур} = R_{21} \cdot h_{R21} = 5085,7 \cdot 0,0323 = 164,27 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При «ручном» черчении $h_{R21} = \overline{h}_{R21} \cdot \mu_\lambda$.

Уравновешивающий момент рассчитывают с использованием пакета прикладных программ КДАМ. Результаты расчета сводят в таблицу 5.

Таблица 5 – Уравновешивающий момент

№ пол.	$M_{ур}$, Н·м	№ пол.	$M_{ур}$, Н·м
0	1,306	6	-1,306
1	-234,90	7	-164,30
2	-298,55	8	-313,25
3	-85,224	9	-214,78
4	58,682	10	14,167
5	90,098	11	149,65

Диаграмма уравновешивающего момента на входном звене показана на рис. 13. Определены экстремальные значения уравновешивающего момента в 8-м и 11-м положениях.

Примечание. Отрицательные значения уравновешивающего момента говорят о том, что в этих положениях к механизму компрессора нужно приложить движущий момент. При положительных значениях уравновешивающего момента – избыточная энергия переходит на маховик.

Диаграмма уравнивающего момента

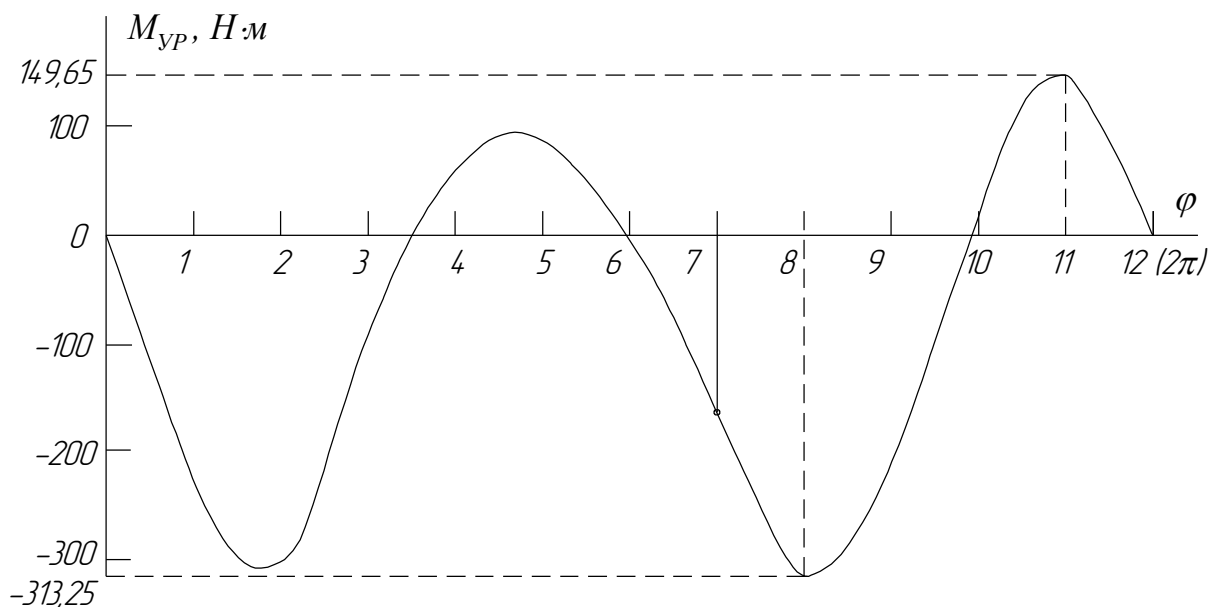


Рисунок 13

2.4. Сравнительный анализ результатов

Отличие результатов графоаналитического метода (метода планов сил) и аналитического метода оценивают погрешностью

$$\Delta = \frac{|M_{ур}^{гр} - M_{ур}^{ан}|}{0,5 |M_{ур}^{гр} + M_{ур}^{ан}|} 100\% = \frac{164,30 - 164,27}{0,5 (164,30 + 164,27)} 100\% = 0,02\% .$$

Погрешность ниже предельно допустимой ($\leq 5\%$).

2.5. Потери на трение и КПД механизма

Определяют полную мгновенную мощность потерь на трение в кинематических парах механизма с идеальными связями:

$$P_{тр} = P_{трO}^{вр} + P_{трA}^{вр} + P_{трB}^{п} + P_{трB}^{вр} + P_{трC}^{вр} + P_{трD}^{п} + P_{трD}^{вр} ;$$

$$P_{тр}^{вр} = f \cdot R_{ik} \frac{d}{2} \omega_i ; \quad P_{тр}^{п} = f \cdot R_{0i} \cdot V_i .$$

В точках А и С берут относительную угловую скорость $\omega_{ik} = \omega_i \pm \omega_k$, знак «плюс» берется, если угловые скорости разного знака, а знак «минус» – если одного знака.

Мгновенный коэффициент полезного действия механизма для расчетного положения определяют:

$$T_{тр}^{пр} = \frac{P_{тр}}{\omega_1} ; \quad \eta = \frac{M_{ур}}{M_{ур} + T_{тр}^{пр}} .$$

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Передаточные отношения

Для механизма редуктора (рис. 14) даны: $u_{1H}^{(3)} = 6,56$ – передаточное отношение планетарной ступени; $m_{пл} = 5,0$ мм – модуль планетарной ступени; колеса планетарной ступени нарезаны без смещения; $u_{45} = -2,0$ – передаточное отношение простой ступени; $m_{пр} = 6,0$ мм – модуль простой ступени; $a_w = 130$ мм – межосевое расстояние простой ступени; $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1,0$, $c^* = 0,25$ – параметры зацепления простой ступени.

Зубчатая передача – двухступенчатая, состоящая из планетарной (колеса 1, 2, 3 и водило Н) и простой (колеса 4, 5) ступеней. Общее передаточное отношение передачи $u_{15} = u_{1H}^{(3)} \cdot u_{45} = 6,56(-2,0) = -13,12$.

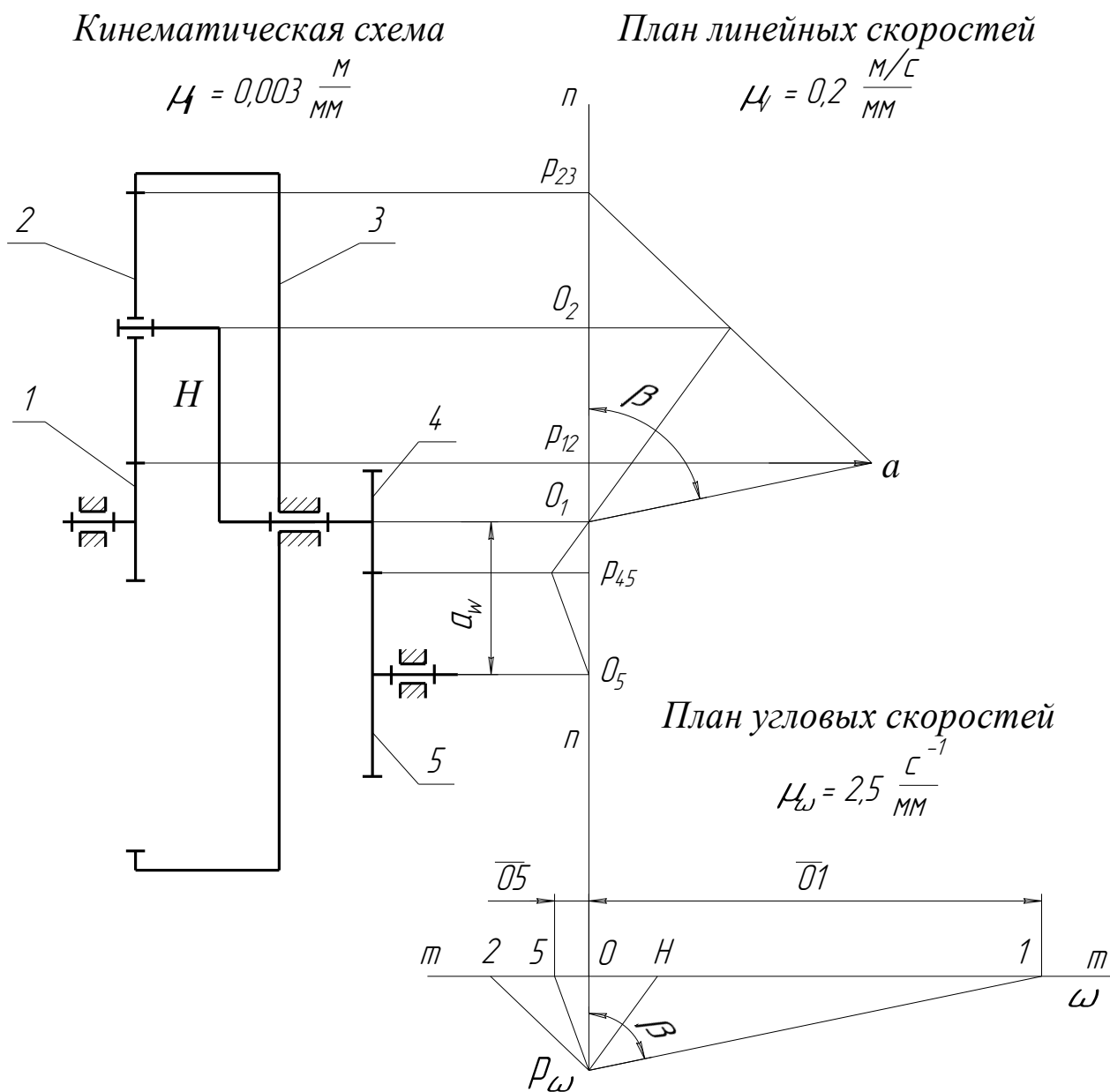


Рисунок 14

3.2. Расчет простой ступени

3.2.1. Подбор чисел зубьев простой ступени

Числа зубьев простой передачи определяют из уравнения для межцентрового расстояния $a_w = \frac{m_{\text{пр}}(z_4 + z_5) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w}$. Допускают $\alpha \approx \alpha_w$;

$$z_{\Sigma} = z_4 + z_5 \leq \frac{2 a_w}{m_{\text{пр}}}; \quad z_{\Sigma} \leq \frac{2 \cdot 130}{6} = 43,3; \quad z_4 = \frac{z_{\Sigma}}{1 + u_{45}} = \frac{43,3}{1 + 2} = 14,4; \quad \text{числа}$$

зубьев округляют в меньшую сторону – $z_4 = 14$; $z_5 = u_{45} \cdot z_4 = 2 \cdot 14 = 28$. Число зубьев у шестерни во всех заданиях получается $z_4 < 17$, поэтому зубчатые колеса простой ступени, чтобы не произошло подрезания, должны быть изготовлены со смещением инструмента.

Проверка: $z_{\Sigma} \geq z_4 + z_5$; $43,3 \geq 14 + 28 = 42$. Разница между z_{Σ} и суммой z_4 , z_5 не должна превышать 2, иначе необходимо изменить u_{45} .

По этим данным проводят расчет на компьютере.

3.2.2. Расчет геометрии зацепления

Определяют коэффициенты смещения для шестерни и колеса. При назначении коэффициентов смещения для любой передачи должны быть выполнены следующие три условия: 1) отсутствие подрезания; 2) отсутствие заострения ($s_a \geq 0,3 m$); 3) непрерывность зацепления ($\varepsilon_{\alpha} \geq 1,05$).

$$\alpha_w = \arccos \left(\frac{m_{\text{пр}}(z_4 + z_5) \cos \alpha}{2 a_w} \right) = \arccos \left(\frac{6(14 + 28) \cos 20^\circ}{2 \cdot 130} \right) = 0,42563;$$

$$\text{inv } \alpha_w = \text{tg } \alpha_w - \alpha_w = 0,45334 - 0,42563 = 0,02771; \quad \alpha_w = 24,387^\circ;$$

$$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha = 0,36397 - 0,34907 = 0,01490; \quad \alpha = 20^\circ;$$

$$x_{\Sigma} = x_4 + x_5 = \frac{(z_4 + z_5)(\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha)}{2 \text{tg } \alpha} = \frac{(14 + 28)(0,02771 - 0,01490)}{2 \cdot 0,3640} = 0,7390;$$

$$x_{4\text{min}} = \frac{17 - z_4}{17} = \frac{17 - 14}{17} = 0,1765 \text{ мм}; \quad x_5 = x_{\Sigma} - x_4 = 0,7390 - 0,1765 = 0,5625.$$

Определяют диаметры окружностей и толщины зубьев:

$$p = \pi \cdot m_{\text{пр}} = 3,1416 \cdot 6 = 18,850 \text{ мм}; \quad p_b = p \cos \alpha = 18,85 \cdot 0,9397 = 17,713 \text{ мм};$$

$$d_4 = m_{\text{пр}} \cdot z_4 = 6 \cdot 14 = 84 \text{ мм}; \quad d_5 = m_{\text{пр}} \cdot z_5 = 6 \cdot 28 = 168 \text{ мм};$$

$$d_{b4} = d_4 \cos \alpha = 84 \cdot 0,9397 = 78,934 \text{ мм}; \quad d_{b5} = d_5 \cos \alpha = 168 \cdot 0,9397 = 157,87 \text{ мм};$$

$$d_{w4} = d_{b4} / \cos \alpha_w = 78,934 / 0,9108 = 86,667 \text{ мм};$$

$$d_{w5} = d_{b5} / \cos \alpha_w = 157,87 / 0,9108 = 173,333 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = d_4 - 2(h_a^* + c^*) m_{\text{пр}} + 2 x_4 \cdot m_{\text{пр}} = 84 - 2 \cdot 1,25 \cdot 6 + 2 \cdot 0,1765 \cdot 6 = 71,118 \text{ мм};$$

$$d_{f5} = d_5 - 2(h_a^* + c^*) m_{\text{пр}} + 2 x_5 \cdot m_{\text{пр}} = 168 - 2 \cdot 1,25 \cdot 6 + 2 \cdot 0,5625 \cdot 6 = 159,75 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = 2 a_w - d_{f5} - 2 c^* \cdot m_{\text{пр}} = 2 \cdot 130 - 159,75 - 2 \cdot 0,25 \cdot 6 = 97,250 \text{ мм};$$

$$d_{a5} = 2 a_w - d_{f4} - 2 c^* \cdot m_{\text{пр}} = 2 \cdot 130 - 71,118 - 2 \cdot 0,25 \cdot 6 = 185,88 \text{ мм};$$

$$s_4 = 0,5 p + 2 x_4 \cdot m_{\text{пр}} \operatorname{tg} \alpha = 0,5 \cdot 18,85 + 2 \cdot 0,1765 \cdot 6 \cdot 0,3640 = 10,196 \text{ мм};$$

$$s_5 = 0,5 p + 2 x_5 \cdot m_{\text{пр}} \operatorname{tg} \alpha = 0,5 \cdot 18,85 + 2 \cdot 0,5625 \cdot 6 \cdot 0,3640 = 11,882 \text{ мм};$$

$$s_{b4} = d_{b4} (s_4/d_4 + \operatorname{inv} \alpha) = 78,934 (10,196/84 + 0,01490) = 10,757 \text{ мм};$$

$$s_{b5} = d_{b5} (s_5/d_5 + \operatorname{inv} \alpha) = 157,87 (11,882/168 + 0,01490) = 13,518 \text{ мм};$$

$$\cos \alpha_{a4} = d_{b4}/d_{a4} = 78,934/97,250 = 0,8117; \alpha_{a4} = 0,6238; \operatorname{inv} \alpha_{a4} = 0,09586;$$

$$\cos \alpha_{a5} = d_{b5}/d_{a5} = 157,87/185,88 = 0,8493; \alpha_{a5} = 0,5562; \operatorname{inv} \alpha_{a5} = 0,06545;$$

$$s_{a4} = d_{a4} (s_4/d_4 + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a4}) = 97,250 (10,196/84 + 0,0149 - 0,09586) = 3,9306 \text{ мм};$$

$$s_{a5} = d_{a5} (s_5/d_5 + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a5}) = 185,88 (11,882/168 + 0,0149 - 0,06545) = 3,7507 \text{ мм}.$$

Проверка: $s_{\text{amin}} = 0,3 m = 0,3 \cdot 6 = 1,8 \text{ мм}; s_{a4} > s_{\text{amin}}; s_{a5} > s_{\text{amin}}.$

$$s_{w4} = d_{w4} (s_4/d_4 + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w) = 86,667 (10,196/84 + 0,0149 - 0,02771) = 9,4092 \text{ мм};$$

$$s_{w5} = d_{w5} (s_5/d_5 + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w) = 173,333 (11,882/168 + 0,0149 - 0,02771) = 10,039 \text{ мм}.$$

По полученным размерам вычерчивают *безазорное однопарное зацепление* в следующей последовательности (геометрия зубчатого зацепления показана на рис. 15):

- определяют масштаб из условия, что высота зуба ($h = 2,25 m$) на чертеже должна быть не менее 40 – 50 мм;
- наносят дуги основных окружностей и проводят линию зацепления N_1N_2 , (линия зацепления – касательная к основным окружностям);
- проводят начальные окружности (они должны касаться друг друга в полюсе зацепления), затем проводят остальные окружности;
- из полюса зацепления W откладывают толщины зубьев s_{w4} и s_{w5} , через середину этих дуг проводят ось симметрии; от оси симметрии по соответствующим окружностям откладывают половину толщины зуба, через полученные точки проводят эвольвенты; определяют угловой шаг ($\tau = 360/z$; $\tau_4 = 25,714^\circ$; $\tau_5 = 12,857^\circ$) и достраивают до трех пар зубьев, профиль зуба и впадину скругляют радиусом $\rho_f = 0,38 m$;
- если $d_f < d_b$, то неэвольвентную часть профиля зуба изображают прямой параллельной оси зуба;
- находят активный участок линии зацепления AB (пересечение линии зацепления с окружностями вершин зубьев) и активные участки профилей зубьев σ_{1r1} и σ_{2r2} , проводя дуги окружностей из точек A и B ;
- из точек A и B проводят эвольвенты, показывающие начало и конец зацепления одной пары зубьев, дуги на начальной окружности e_1c_1 и e_2c_2 дают угол торцевого

перекрытия φ_α .

Геометрия зубчатого зацепления

$$\mu_\lambda = 0,00025 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

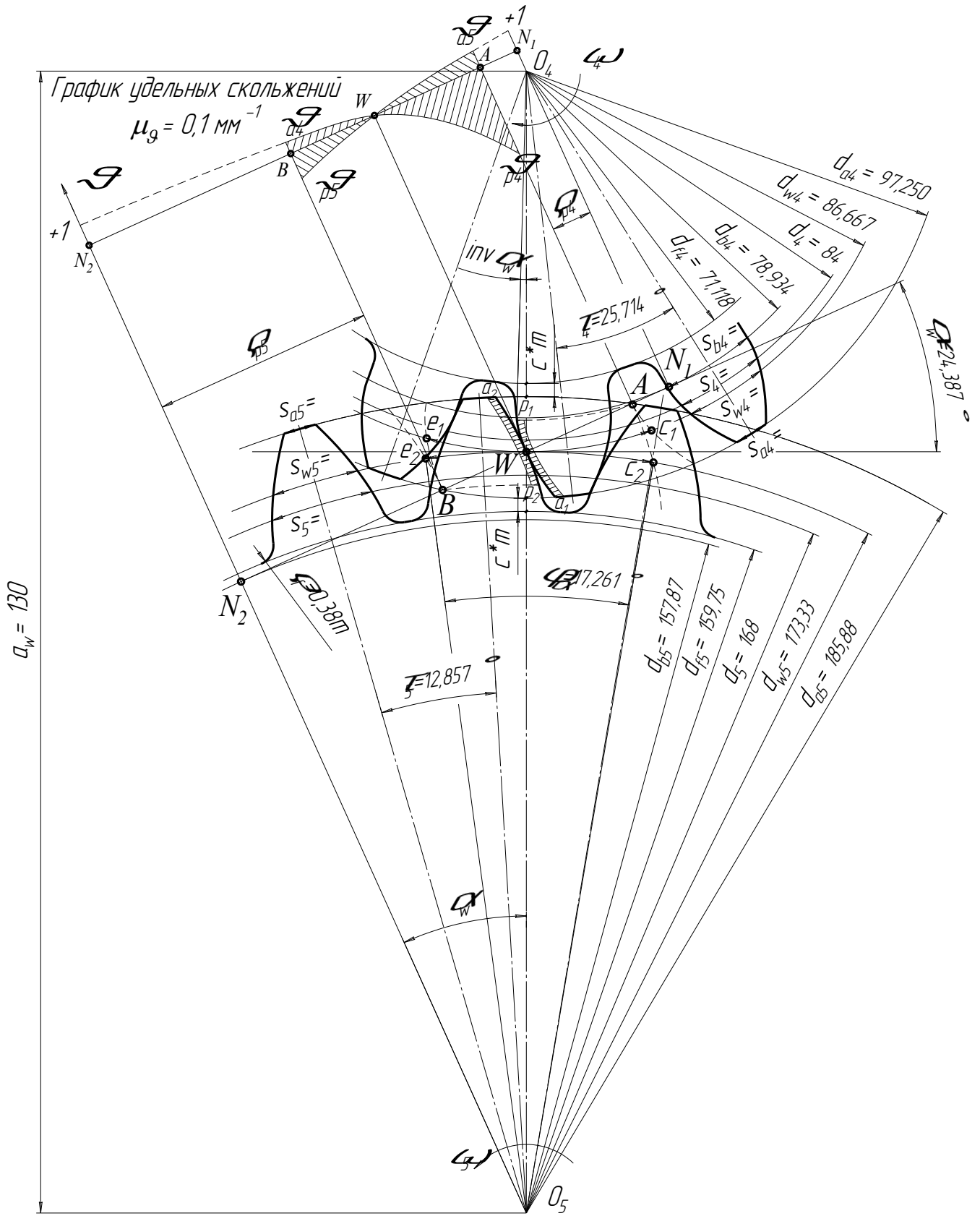


Рисунок 15

3.2.3. Определение качественных показателей зацепления

Коэффициент перекрытия учитывает плавность зацепления в передаче. Плавность обеспечивается, когда последующая пара зубьев входит в зацепление еще до того, как предшествующая пара выйдет из зацепления.

Определяют коэффициент перекрытия зацепления ($\varepsilon_\alpha = \varphi_\alpha / \tau$).

$$N_1 N_2 = \alpha_w \sin \alpha_w = 130 \cdot 0,4129 = 53,676 \text{ мм};$$

$$\rho_{a_4} = 0,5 \sqrt{d_{a_4}^2 - d_{b_4}^2} = 0,5 \sqrt{97,252^2 - 78,934^2} = 28,403 \text{ мм};$$

$$\rho_{a_5} = 0,5 \sqrt{d_{a_5}^2 - d_{b_5}^2} = 0,5 \sqrt{185,88^2 - 157,87^2} = 49,066 \text{ мм};$$

$$\varepsilon_{\text{ан}} = \frac{\rho_{a_4} + \rho_{a_5} - N_1 N_2}{r_b} = \frac{28,403 + 49,066 - 53,676}{17,713} = 1,3432.$$

По коэффициенту перекрытия определяют долю времени двухпарного зацепления (в примере 34,32 %). Минимальное значение $\varepsilon_{\text{min}} = 1,05$. Коэффициент перекрытия позволяет определить зоны однопарного и двухпарного зацепления (рис. 16). Для этого определяют:

$$AB = \varepsilon_{\text{ан}} \cdot r_b = 1,3432 \cdot 17,713 = 23,676 \text{ мм}; \quad BC = AD = r_b = 17,713 \text{ мм};$$

$$AC = BD = (\varepsilon_{\text{ан}} - 1) r_b = (1,3432 - 1) 17,713 = 6,080 \text{ мм}.$$

Двухпарное зацепление показано на рис. 16.

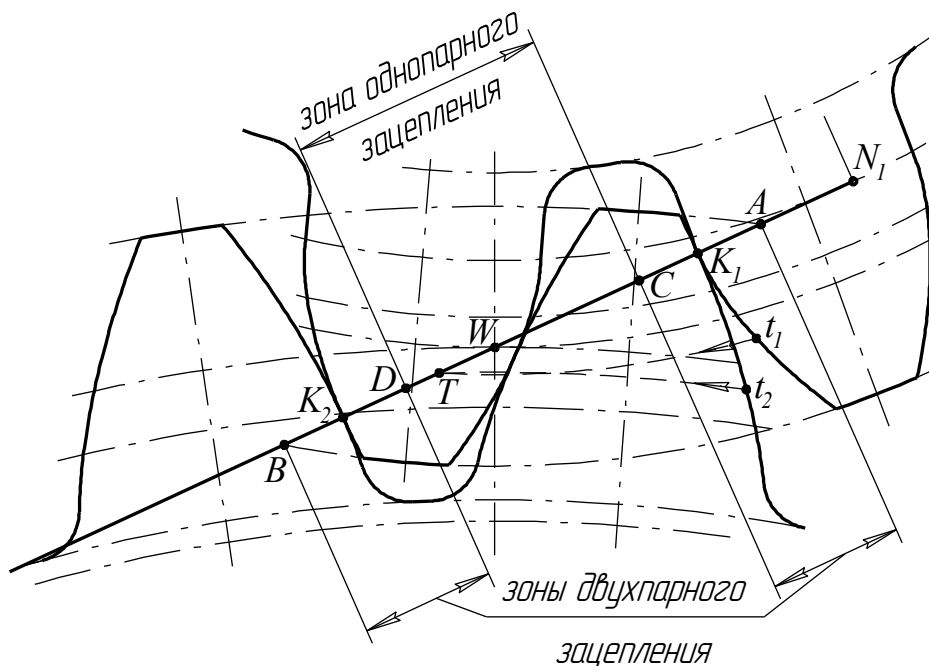


Рисунок 16

При двухпарном зацеплении одновременно происходит контакт двух пар зубьев на линии зацепления (в точке K_1 – одна пара, в точке K_2 – другая пара). На рис. 16 показано правило определения сопряженных точек. Точки t_1, t_2 сопряженные и контактируют на линии зацепления в точке T .

Наличие скольжения при одновременном нажатии одного профиля на другой приводит к износу профилей. Касательные составляющие скорости точки К (рис. 17) в общем случае не равны друг другу. Скорость скольжения $V_{ск} = V_{K1}^τ - V_{K2}^τ$. Для оценки взаимного скольжения профилей зубьев определяют коэффициент удельного скольжения $\vartheta = V_{ск} / V^τ$.

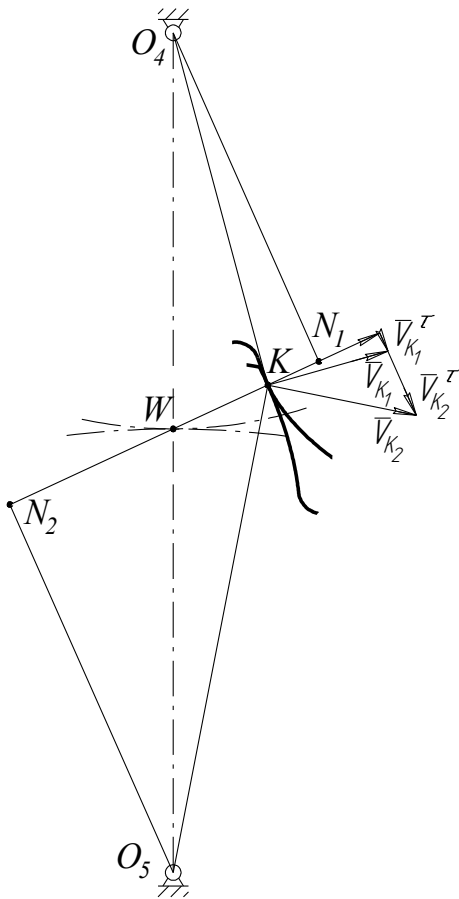


Рисунок 17

$$\rho_{p4} = N_1 N_2 - \rho_{a5} = 53,676 - 49,066 = 4,610 \text{ мм};$$

$$\rho_{p5} = N_1 N_2 - \rho_{a4} = 53,676 - 28,403 = 25,273 \text{ мм};$$

$$\vartheta_{a4} = 1 - \frac{\rho_{p5} \cdot z_4}{\rho_{a4} \cdot z_5} = 1 - \frac{25,273 \cdot 14}{28,403 \cdot 28} = 0,5551;$$

$$\vartheta_{a5} = 1 - \frac{\rho_{p4} \cdot z_5}{\rho_{a5} \cdot z_4} = 1 - \frac{4,6104 \cdot 28}{49,066 \cdot 14} = 0,8121;$$

$$\vartheta_{p4} = 1 - \frac{\rho_{a5} \cdot z_4}{\rho_{p4} \cdot z_5} = 1 - \frac{49,066 \cdot 14}{4,6104 \cdot 28} = -4,3212;$$

$$\vartheta_{p5} = 1 - \frac{\rho_{a4} \cdot z_5}{\rho_{p5} \cdot z_4} = 1 - \frac{28,403 \cdot 28}{25,273 \cdot 14} = -1,2477.$$

Для удовлетворительной работы передачи $\vartheta_{\max} = 3 \div 6$ при $V_{окр} = 1 \div 20$ м/с [5]. График удельных скольжений показан на рис. 15.

3.3. Расчет планетарной ступени

3.3.1. Подбор чисел зубьев планетарной ступени

Числа зубьев колес определяют из формулы Виллиса $u_{1H}^{(3)} = 1 - u_{13}^{(H)}$.

$$u_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \text{ Находят } \frac{z_3}{z_1} = u_{1H}^{(3)} - 1 = 6,56 - 1 = 5,56 \approx 5,6 = \frac{56}{10} = \frac{a}{b}.$$

Принимают $z_3 = 112$, $z_1 = 20$; тогда $z_2 = (z_3 - z_1)/2 = (112 - 20)/2 = 46$.

Число сателлитов определяют из условия сборки

$$c = (z_1 + z_3)/a_n = (20 + 112)/a_n = 132/3 = 44.$$

Принято $a_n = 3$ (числа зубьев центральных колес z_1 и z_3 не должны быть кратными числу сателлитов [5]).

Колеса планетарной ступени стандартные, поэтому $d_{wi} = d_i$:

$$d_{w1} = m_{пл} \cdot z_1 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм}; \quad d_{w2} = m_{пл} \cdot z_2 = 5 \cdot 46 = 230 \text{ мм};$$

$$d_{w3} = m_{пл} \cdot z_3 = 5 \cdot 112 = 560 \text{ мм}.$$

3.3.2. Проверка передаточного отношения и условий соосности, соседства и сборки

Проверка *передаточного отношения*:

$$u_{15} = u_{1H}^{(3)} u_{45}; \quad u_{1H}^{(3)} = 1 - u_{13}^{(H)} = 1 + \frac{z_2}{z_1} \frac{z_3}{z_2} = 1 + \frac{z_3}{z_1}; \quad u_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1};$$

$$u_{15} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \left(-\frac{z_5}{z_4}\right) = \left(1 + \frac{112}{20}\right) \left(-\frac{28}{14}\right) = -13,2.$$

Допустимое отклонение фактического передаточного отношения от заданного от 1 до 4 %.

Все планетарные передачи выполняются по соосной схеме, т.е. оба центральных колеса и водило должны иметь общую геометрическую ось вращения. *Условие соосности*:

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2$$

$$20 + 46 = 112 - 46 \rightarrow 66 = 66 - \text{условие соосности выполняется.}$$

Условие соседства (условие совместного размещения нескольких сателлитов) требует, чтобы при многосателлитной конструкции соседние сателлиты не задевали своими зубьями друг друга (рис. 18).

Условие соседства:

$$O_2O_2' > d_{a2} \quad \text{или} \quad 2 a_{w12} \sin \frac{\pi}{a_n} > d_{a2};$$

$$2 a_{w12} = d_1 + d_2 = 100 + 230 = 330 \text{ мм};$$

$$2 a_{w12} \sin \frac{\pi}{3} = 330 \cdot 0,866 = 285,79 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 h_a^* \cdot m = 230 + 2 \cdot 1,0 \cdot 5 = 240 \text{ мм};$$

285,79 мм > 240 мм – *условие соседства выполняется.*

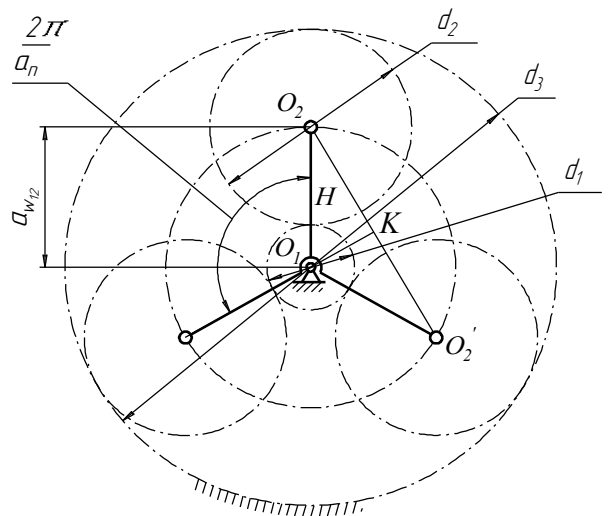


Рисунок 18

Условие сборки (собираемости) при равных углах между сателлитами учитывает необходимость одновременного зацепления всех сателлитов с центральными колесами при симметричной геометрии зон зацепления.

Условие сборки:

$$\frac{z_1 + z_3}{a_n} = \frac{20 + 112}{3} = 44 - \text{целое, т. е. условие сборки выполняется.}$$

3.4. Линейные и угловые скорости передачи

Кинематическую схему передачи строят в масштабе $\mu_\ell = 0,003$ м/мм, откладывая σ_w и диаметры начальных окружностей колес (рис. 14).

$$\text{Частота вращения входного звена } \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 3000}{30} = 314,16 \text{ с}^{-1}.$$

Определяют линейную скорость в полюсе зацепления колес 1 и 2:

$$V_{p_{1-2}} = \omega_1 \cdot 0,5 \cdot d_{w1} = 314,16 \cdot 0,5 \cdot 0,1 = 15,708 \text{ м/с}.$$

$$\text{Масштаб плана линейных скоростей } \mu_V = \frac{V_{p_{12}}}{p_{12}\sigma} = \frac{15,708}{78,54} = 0,2 \frac{\text{м} \cdot \text{с}^{-1}}{\text{мм}}.$$

$$\text{Масштаб плана угловых скоростей } \mu_\omega = \frac{\mu_V}{\mu_\lambda \cdot \sigma_{P_\omega}} = \frac{0,2}{0,003 \cdot 26,667} = 2,5 \frac{\text{с}^{-1}}{\text{мм}}.$$

В масштабе μ_V и μ_ω вычерчивают планы линейных и угловых скоростей для двухступенчатой зубчатой передачи (рис. 14).

3.5. Сравнительный анализ результатов и КПД передачи

Сравнивают передаточные отношения $u_{15\text{теор}}$ с $u_{15\text{граф}}$.

$$u_{15\text{теор}} = 13,20; \quad u_{15\text{граф}} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{\overline{01}}{\overline{05}} = \frac{128}{9,697} = 13,199; \text{ отрезки } \overline{01} \text{ и } \overline{05} \text{ берутся}$$

с плана угловых скоростей с соответствующей точностью построений.

$$\Delta_u = \frac{u_{15\text{граф}} - u_{15\text{теор}}}{0,5(u_{15\text{граф}} + u_{15\text{теор}})} 100\% = \frac{13,20 - 13,199}{0,5(13,20 + 13,199)} 100\% \approx 0\%.$$

Сравнивают коэффициенты перекрытия $\varepsilon_{\text{анал}}$ и $\varepsilon_{\text{граф}}$.

$$\varepsilon_{\text{анал}} = 1,3432; \quad \varepsilon_{\text{граф}} = \frac{\varphi_\alpha}{\tau_5} = \frac{17,261}{12,857} = 1,3425;$$

$$\Delta_\varepsilon = \frac{\varepsilon_{\text{анал}} - \varepsilon_{\text{граф}}}{0,5(\varepsilon_{\text{анал}} + \varepsilon_{\text{граф}})} 100\% = \frac{1,3432 - 1,3425}{0,5(1,3432 + 1,3425)} 100\% = 0,052\%.$$

Погрешность в обоих случаях ниже предельно допустимой ($\leq 5\%$).

Определяют КПД передачи [5]:

$$\eta_{\text{пл}} = \frac{1 - u_{13}^H \cdot \eta^H}{1 - u_{13}^H} = \frac{1 - (-5,6) \cdot 0,98}{1 - (-5,6)} = 0,983, \text{ где}$$

$$u_{13}^H = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{112}{20} = -5,6 \text{ и } \eta^H = 0,96 \div 0,98.$$

В работе выполнено исследование кинематики и динамики рычажного механизма на примере механизма 2-х ступенчатого компрессора.

Графоаналитическим способом определены скорости, ускорения точек и звеньев, определены реакции в кинематических парах и уравновешивающий момент на входном звене компрессора.

Высокая точность графических построений с помощью графического редактора «КОМПАС» позволила провести тщательное сравнение графоаналитического способа исследования с аналитическим.

В работе выполнено исследование кинематики зубчатой передачи на примере 2-х ступенчатого планетарного редуктора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Сборник заданий на курсовой проект по ТММ: Метод. указания. Куйб. авиац. ин-т, Куйбышев, 1987. – 42 с.
2. Тукмаков В.П. Курсовой проект по ТММ. Правила оформления текстовой и графической документации: Метод. указания. Самар. аэрокосм. ун-т, Самара, 2005. – 28 с.
3. Чертежно-конструкторский редактор КОМПАС–ГРАФИК. Руководство пользователя. – СПб: АО АСКОН, 2004. – 330 с.
4. Семенов Б.П., Тихонов А.Н., Косенок Б.Б. Модульное моделирование механизмов: Учебное пособие. – Самар. аэрокосм. ун-т, Самара, 1996. – 88 с.
5. Ястребов В.М., Кричевер М.Ф., Савинов А.П. ТММ в авиастроении: Учебное пособие. Самар. аэрокосм. ун-т, Самара, 1993. – 78 с.

