

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет»

Г. В. Коннова, А. В. Ступин, В. К. Фурсов

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**

Утверждено в качестве учебного пособия
Ученым советом Федерального государственного бюджетного
образовательного учреждения высшего профессионального образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет»

Под общей редакцией Г. В. Конновой

Комсомольск-на-Амуре
2013

УДК 531.6(075.8)
ББК 34.44я7
К64

Рецензенты:

Кафедра «Теория и методика технологического образования»
ФГБОУ ВПО «Амурский гуманитарно-педагогический
государственный университет»,
зав. кафедрой кандидат технических наук,
доцент В. П. Иваненко;
А. Д. Темный, генеральный директор ООО «Дальсистема»

Коннова, Г. В.

К64 Курсовое проектирование по теории механизмов и машин : учеб.
пособие / Г. В. Коннова, А. В. Ступин, В. К. Фурсов ; под общ.
ред. Г. В. Конновой. – Комсомольск-на-Амуре : ФГБОУ ВПО
«КНАГТУ», 2013. – 107 с.

ISBN 978-5-7765-1027-4

В учебном пособии рассмотрены вопросы анализа и синтеза рычажных и зубчатых механизмов с использованием графических и графоаналитических методов, приведены общие требования, предъявляемые к курсовой работе, задания к ней, изложены технические условия на содержание и оформление графической и текстовой частей курсовой работы, а также содержание и порядок выполнения двух лабораторных работ.

В пособии приведены вопросы для самостоятельной подготовки, которые помогут систематизировать основные положения курса «Теория механизмов и машин».

Предназначено в помощь студентам машиностроительных специальностей высших учебных заведений заочной формы обучения.

УДК 531.6(075.8)
ББК 34.44я7

ISBN 978-5-7765-1027-4

© ФГБОУ ВПО «Комсомольский-
на-Амуре государственный
технический университет»,
2013

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ	6
2 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ	7
2.1 Рычажный механизм	7
2.2 Зубчатые механизмы	8
3 АНАЛИЗ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ	9
3.1 Структурный анализ механизма	10
3.2 Кинематический анализ механизма	10
3.2.1 Построение планов положений механизма	11
3.2.2 Построение плана скоростей	12
3.2.3 Построение плана ускорений	13
3.3 Силовой анализ механизма	16
3.3.1 Общие сведения	16
3.3.2 Определение сил и моментов пар сил инерции	17
3.3.3 Определение реакций в кинематических парах механизма	18
3.3.4 Определение уравновешивающей силы (или момента) методом рычага Н.Е. Жуковского	22
4 АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ	23
4.1 Проектирование эвольвентного зубчатого зацепления	23
4.1.1 Общие сведения	23
4.1.2 Исходный производящий контур инструмента	26
4.1.3 Выбор расчетных коэффициентов смещения	28
4.1.4 Порядок геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи	31
4.1.5 Построение торцового сечения прямозубой зубчатой передачи внешнего зацепления	35
4.1.6 Пример расчета	39
4.2 Анализ и синтез планетарных механизмов	42
4.2.1 Общие сведения	42
4.2.2 Анализ планетарных механизмов	43
4.2.3 Синтез планетарных механизмов	48
4.2.4 Пример подбора чисел зубьев планетарного механизма	54
4.2.5 Рекомендуемая последовательность проектирования планетарных механизмов	55
5 ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ ПОДГОТОВКИ	56

6 ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ	58
6.1 Лабораторная работа 1. СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ И АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ	58
6.1.1 Основные сведения	58
6.1.2 Оборудование и принадлежности	71
6.1.3 Порядок выполнения работы	72
6.1.4 Вопросы для самопроверки	72
6.2 Лабораторная работа 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ	73
6.2.1 Основные сведения	73
6.2.2 Порядок проведения работы	82
6.2.3 Вопросы для самоконтроля	83
7 ЗАДАНИЯ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ	84
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	104
ПРИЛОЖЕНИЕ А Основная надпись для курсовой работы (первый лист каждого раздела пояснительной записки)	105
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Основная надпись для курсовой работы (последующие листы раздела пояснительной записки)	106
ПРИЛОЖЕНИЕ В Титульный лист пояснительной записки курсовой работы	107

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Теория механизмов и машин» (ТММ) рассматривает общие методы исследования и проектирования механизмов и машин. Этот курс входит в общетехнический цикл дисциплин, формирующих знания инженера по проектированию и эксплуатации машин.

Знание теоретических положений курса ТММ дает возможность инженеру-конструктору не только находить параметры механизмов по заданным кинематическим и динамическим свойствам, но и определять их оптимальные сочетания с учетом разнообразных дополнительных условий. Большое значение курс ТММ имеет также для инженеров-механиков, специализирующихся на изготовлении и эксплуатации машин, так как знания кинематических и динамических свойств механизмов необходимы для понимания принципов работы отдельных механизмов и их взаимодействия в машине. Кроме того, ТММ является основой для последующего изучения специальных видов машин.

Для студентов заочной формы обучения по дисциплине ТММ предусмотрена курсовая работа. Цель выполнения работы – закрепить знания по теоретическим разделам курса и получить навыки решения практических задач. Задания на работу включают вопросы по структурному, кинематическому и динамическому исследованию механизмов.

Пособие состоит из семи разделов. В первом разделе приведены общие методические указания, во втором разделе – исходные данные к курсовой работе, в третьем рассматриваются структурный, кинематический и силовой анализы рычажных механизмов, в четвертом разделе изложены методы анализа и синтеза зубчатых механизмов. Вопросы для самостоятельного изучения курса ТММ студентами-заочниками даны в пятом разделе пособия. Лабораторные работы с методикой их выполнения приведены в шестом разделе, задания на курсовую работу – в седьмом.

Учебная работа студента-заочника по изучению курса ТММ включает изучение теоретического материала, выполнение и защиту лабораторных работ и курсовой работы, сдачу зачета и экзамена. К экзамену допускаются студенты, выполнившие и защитившие лабораторные работы и курсовую работу.

1 ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Курсовая работа по ТММ – первая самостоятельная работа студента по проектированию и исследованию взаимосвязанных механизмов, являющихся составными частями машин. Работа способствует углублению и обобщению теоретических знаний, развивает творческую инициативу и самостоятельность, а также прививает навыки исследовательской работы.

В пособие вошли 20 тем заданий, каждая тема содержит три варианта исходных данных. **Тему и вариант задания**, подлежащие выполнению, **назначает преподаватель.**

Курсовая работа состоит из **расчетно-пояснительной записки и графической части.** Графические построения к каждому разделу выполняются на отдельном листе чертежной бумаги формата А1 (594×841 мм) карандашом с соблюдением всех требований ЕСКД. На чертежах обязательно сохранять все вспомогательные построения, делать поясняющие надписи и обозначения, проставлять принятые масштабы. Каждый лист должен иметь основную надпись (угловой штамп) (приложения А – Б).

Пояснительная записка (ПЗ) выполняется на одной стороне стандартных листов писчей бумаги формата А4 (210×297 мм) в редакторе «Word» 14-м кеглем через 1,5 межстрочных интервала шрифтом Times New Roman, прямым, нормальным по ширине. При наборе необходимо включить опцию «Расстановка переносов».

ПЗ должна быть аккуратно сброшюрована. Рекомендуется использовать жесткие прозрачные обложки или специальные папки.

На каждом листе ПЗ сплошной основной линией (ГОСТ 2.303-68) вычерчивается рамка, отстоящая от левого края на расстоянии 20 мм; справа, сверху и снизу – 5 мм. На первом текстовом листе ПЗ выполняют основную надпись (штамп) по форме 2 ГОСТ 2.104-68 (приложение А), а на всех последующих – по форме 2а (приложение Б).

Порядок расположения листов в ПЗ следующий:

- титульный лист (приложение В);
- задание на курсовую работу;
- содержание;
- введение;
- основная часть, состоящая из разделов и подразделов с расчетами и пояснениями;
- заключение;
- список использованных источников;
- приложения.

Каждый структурный элемент и каждый раздел основной части текстового документа следует начинать с нового листа.

Номер страницы проставляется в основной надписи.

Титульный лист, задание на работу включают в общую нумерацию страниц, но номер страницы на них не ставят.

Заголовки разделов, подразделов и пунктов основной части следует выполнять полужирным начертанием (но не в основной надписи), начинать с абзацного отступа и писать строчными буквами (кроме первой прописной), а наименования таких структурных элементов, как «Содержание», «Введение», «Заключение», «Список использованных источников», «ПРИЛОЖЕНИЕ», – симметрично тексту (при нулевом абзацном отступе). Точка в конце заголовков не ставится, перенос слов не допускается. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой. Вторая строка заголовка начинается под первой заглавной буквой первой строки.

Все необходимые для расчетов уравнения должны быть записаны сначала в общем виде, т.е. в буквенных обозначениях. После расшифровки символов в формулу подставляются их числовые значения, причем обязательно в том же порядке, как это записано в формуле. Затем после знака равенства указывается конечный результат и его размерность. Все промежуточные вычисления опускаются. При проведении расчётов необходимо применять основные единицы международной системы единиц (СИ).

Использованные при выполнении работы источники записываются на отдельном листе под заголовком «Список использованных источников» и располагаются в конце ПЗ. Ссылки на использованные источники следует указывать порядковым номером по списку источников в квадратных скобках.

2 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ

2.1 Рычажный механизм

Исходные данные:

- а) схема механизма и размеры его звеньев;
- б) закон движения ведущего звена ω_1 ;
- в) вес погонного метра длины звена ($q = 150...200$ Н/м); сила полезного сопротивления ($P_{\text{ПС}} = 200...300$ Н);
- г) центры масс S звеньев принять посередине длин звеньев;
- д) момент инерции звеньев ($I_S = ml^2/12$).

2.1.1 Структурный анализ механизма

- 1) Определить степень подвижности механизма по формуле Чебышева.
- 2) Разбить механизм на группы Ассур, определить класс механизма по Ассур.
- 3) Записать формулу строения механизма.

2.1.2 Кинематический анализ механизма

- 1) Построить шесть (равноотстоящих по углу поворота ведущего звена) планов положений механизма в масштабе длин.
- 2) Выделить одно (произвольное) положение механизма и для него построить план скоростей и план ускорений.
- 3) Найти угловые скорости ω и угловые ускорения ε всех звеньев механизма.
- 4) Найти величины и направления ускорений центров масс a_S звеньев на плане ускорений.

2.1.3 Силовой анализ механизма

- 1) Найти веса всех звеньев ($G = q \cdot l$) и приложить их к звеньям механизма; определить массы звеньев ($m = G/g$).
- 2) Найти величины сил инерции ($F = m \cdot a_S$) и моментов пар сил инерции ($M = I_S \cdot \varepsilon$) и приложить их к звеньям механизма.
- 3) Рассмотреть равновесие группы Ассур и ведущего звена; определить реакции во всех кинематических парах механизма и уравновешивающую силу методом планов сил.
- 4) Найти уравновешивающую силу методом жёсткого рычага Н. Е. Жуковского и сравнить с результатом, полученным ранее (допустимое отклонение не более 5 %).

2.2 Зубчатый механизм

2.2.1 Проектирование эвольвентного зубчатого зацепления

Исходные данные:

- а) числа зубьев проектируемых колес z_1 и z_2 ;
- б) модуль m зацепления.

Требуется:

- 1) Определить основные размеры зубчатых колес.

2) Построить эвольвентные профили цилиндрических зубчатых колес (показать по три зуба у каждого колеса). Масштаб построения выбрать таким, чтобы высота зуба на чертеже была не менее 40 мм.

3) Показать на чертеже положения сопряженных зубьев в начале и конце зацепления, рабочие участки профилей, дуги зацепления.

4) Построить диаграмму относительного скольжения зубьев.

2.2.2 Проектирование и исследование планетарного механизма

Исходные данные:

- а) схема механизма;
- б) частоты вращения ведущего $n_{вх}$ и ведомого $n_{вых}$ звеньев;
- в) модуль m всех зубчатых колес.

Требуется:

1) Выделить в механизме планетарную ступень (с характерными звеньями: неподвижным колесом, водилом H и сателлитами) и простую ступень. Составить общее передаточное отношение механизма и разбить его по ступеням.

2) Подобрать числа зубьев колёс планетарного редуктора (методом буквенных сомножителей) и простой ступени. Допускается отклонение от заданного значения передаточного отношения до 2 %.

3) Выбрать число сателлитов k и произвести проверку по условиям соседства и сборки.

4) Подсчитать диаметры зубчатых колес и вычертить схему зубчатого механизма.

5) Определить аналитически частоты вращения n всех звеньев.

6) Построить план линейных скоростей и план частот вращения графическим методом.

7) Определить частоты вращения всех звеньев графически и сравнить с результатами, полученными аналитически.

3 АНАЛИЗ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Анализ рычажных механизмов включает структурное, кинематическое и силовое исследования. Такой анализ проведем на примере четырёхзвенного кривошипно-ползунного механизма.

3.1 Структурный анализ механизма

Кривошипно-ползунный механизм (рисунок 3.1, а) состоит из трех подвижных звеньев (кривошипа 1, шатуна 2 и ползуна 3) и одного неподвижного (стойки 4), соединенных между собой кинематическими парами V класса (пары O, A, B вращательные, пара ползун-стойка – поступательная).

Степень подвижности W механизма определяем по формуле П. Л. Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5; \quad W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1,$$

где $n = 3$ – число подвижных звеньев; $p_5 = 4$ – число кинематических пар V класса; $W = 1$ означает число ведущих звеньев механизма.

Разобьем механизм на группы Ассур (рисунок 3.1, б).

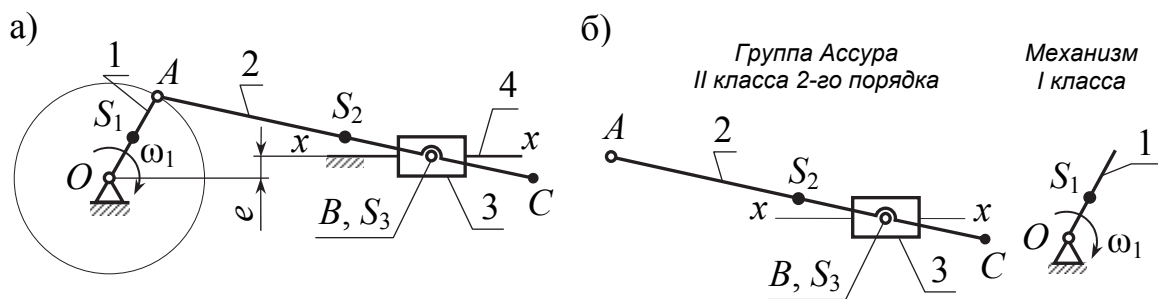


Рисунок 3.1 – Схема четырехзвенного кривошипно-ползунного механизма II класса

В рассматриваемом механизме одна группа Ассур II класса 2-го порядка, состоящая из звеньев 2 и 3, и механизм I класса. Наивысший класс отсоединенной группы Ассур – второй, следовательно, рассматриваемый четырехзвенный механизм отнесем к II классу. Записываем формулу строения механизма, которая показывает порядок присоединения к ведущему звену групп Ассур

$$\frac{I}{4,1} \rightarrow \frac{II}{2,3}.$$

Структурный анализ механизма выполнен.

3.2 Кинематический анализ механизма

Кинематический анализ заключается в определении положений звеньев и точек, траекторий, описываемых точками звеньев; нахождении линейных скоростей и ускорений точек и угловых скоростей и ускорений звеньев. Выполним кинематический анализ механизма графоаналитическим методом.

3.2.1 Построение планов положений механизма

Строим схему шарнирного механизма (рисунок 3.2, а) в масштабе $\mu_l = l_{OA}/OA$. Отрезок OA на чертеже рекомендуется выбирать в пределах 20...50 мм. Из точки O радиусом $OA = 40$ мм проводим окружность. Делим ее на шесть равных частей, получаем точки A_1, A_2, \dots, A_6 . Полученные точки соединяем с точкой O . В результате получим шесть положений кривошипа 1 .

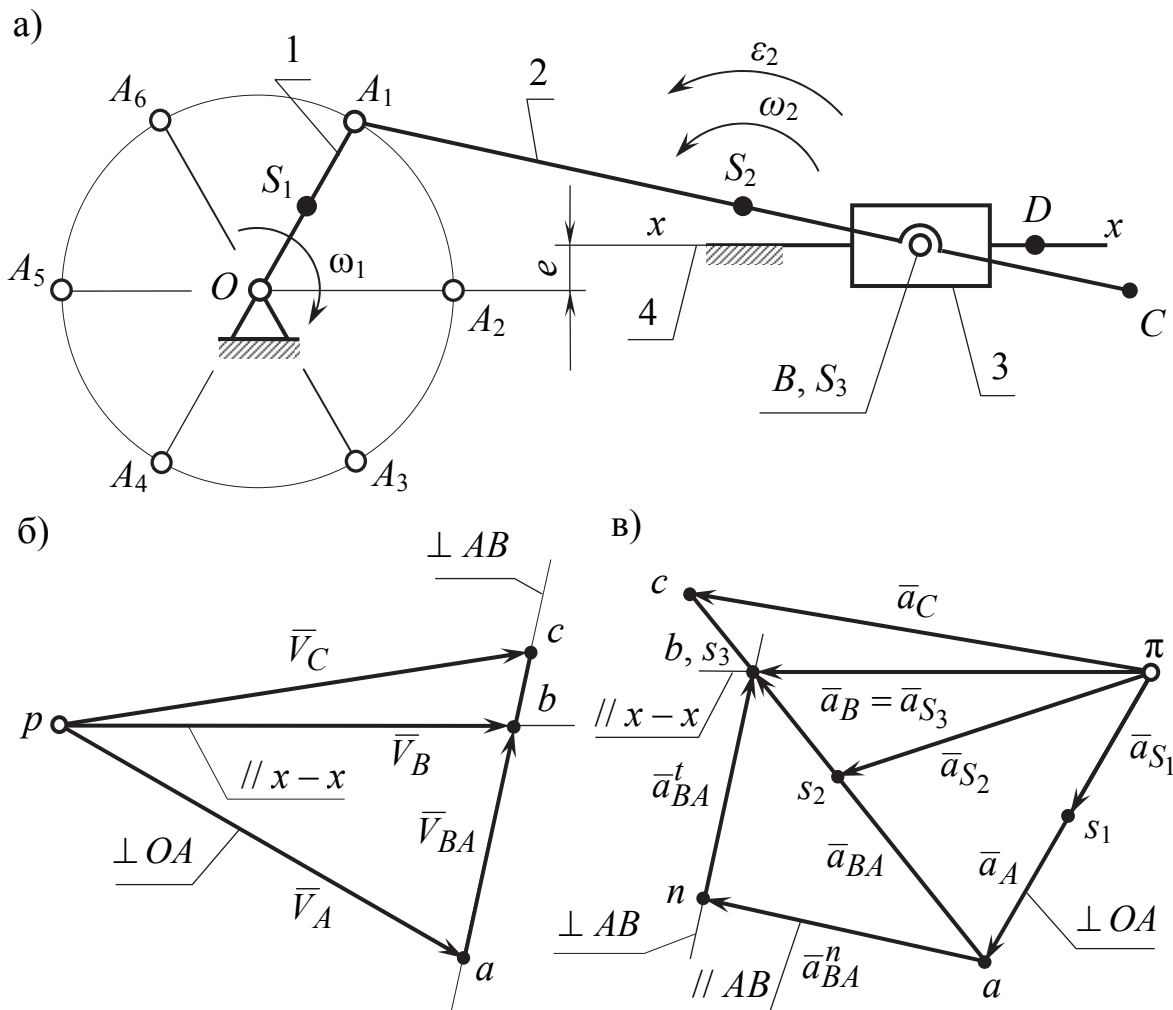


Рисунок 3.2 – Кинематический анализ четырехзвенного механизма:
а – схема механизма; б – план скоростей; в – план ускорений

От точки O вниз откладываем отрезок $e' = e/\mu_l$ и проводим горизонтальную линию $x - x$ движения ползуна 3. Затем из точек A_1, A_2, \dots, A_6 радиусом $AB = l_{AB}/\mu_l$ делаем засечки на линии движения ползуна $x - x$.

В результате получаем точки B_1, B_2, \dots, B_6 , соответствующие положениям ползуна 3. Соединив точки A_1, A_2, \dots, A_6 с соответствующими точками B_1, B_2, \dots, B_6 , получим шесть положений шатуна AB . На продолжении шатуна за точками B_1, B_2, \dots, B_6 откладываем отрезок $BC = l_{BC}/\mu_l$ и, соответственно, получаем шесть положений точки C .

3.2.2 Построение плана скоростей

По заданным размерам l_{OA}, l_{AB}, l_{BE} и e звеньев, угловой скорости ω_1 ведущего звена можно построить план скоростей.

Для определения скоростей точек A, B, C составляем векторные уравнения, используя теорему о сложении скоростей.

Скорость точки A определим по векторному уравнению

$$\bar{V}_A = \bar{V}_O + \bar{V}_{AO}.$$

Значение скорости $\bar{V}_O = 0$, так как точка O неподвижна. Точка A принадлежит кривошипу OA , следовательно, значение скорости \bar{V}_{AO} определяется по формуле

$$V_{AO} = \omega_1 \cdot l_{OA},$$

где ω_1 – угловая скорость вращения кривошипа 1, c^{-1} .

Для упрощения принимаем, что $\omega_1 = const$, следовательно, угловое ускорение $\varepsilon_1 = 0$ и звено 1 вращается равномерно. Таким образом, $\bar{V}_A = \bar{V}_{AO}$.

Вектор скорости \bar{V}_{AO} перпендикулярен звену OA и направлен в сторону ω_1 . Откладываем из полюса p плана скоростей (см. рис. 3.2, б) отрезок произвольной длины $pa = (70 \dots 100)$ мм, который изобразит на плане скоростей скорость $\bar{V}_A = \bar{V}_{AO}$.

Масштаб плана скоростей вычислим по формуле $\mu_V = V_A/(pa)$.

Точка B принадлежит шатуну 2 и ползуну 3. Вместе с шатуном точка B может вращаться вокруг точки A , а вместе с ползуном – может двигаться поступательно, параллельно направляющей $x - x$. Для точки B векторные уравнения скоростей имеют вид

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA}; \quad \bar{V}_B = \bar{V}_D + \bar{V}_{BD}.$$

Скорость $\bar{V}_D = 0$, так как точка D неподвижна, следовательно, $\bar{V}_B = \bar{V}_{BD}$. Скорость \bar{V}_{BD} параллельна направляющей $x - x$; \bar{V}_{BA} – перпендикулярна шатуну AB . Из точки a плана скоростей проводим линию, перпендикулярную звену AB , а из полюса p – линию, параллельную направ-

ляющей $x - x$. Указанные линии пересекаются в точке b плана скоростей. Получившиеся векторы \overline{ab} и \overline{pb} изображают соответственно скорости \overline{V}_{BA} и \overline{V}_B .

Значения скоростей найдем по формулам

$$V_{BA} = ab \cdot \mu_V; \quad V_B = pb \cdot \mu_V.$$

Отрезки ab и pb берем в миллиметрах с плана скоростей. Для нахождения скорости точки C используем свойство подобия плана скоростей и составим следующую пропорцию:

$$\frac{AB}{BC} = \frac{ab}{bc}, \quad \text{откуда} \quad bc = \frac{BC \cdot ab}{AB}.$$

Отрезки AB и BC берем в миллиметрах со схемы механизма, отрезок ab – с плана скоростей (тоже в миллиметрах). Откладываем на плане скоростей из точки b найденный отрезок bc и точку c соединяем с полюсом p . Полученный отрезок pc соответствует скорости \overline{V}_C . Значение скорости \overline{V}_C точки C определяем по формуле

$$V_C = pc \cdot \mu_V.$$

Значение угловой скорости звена 2 определяем по формуле

$$\omega_2 = V_{BA} / l_{AB}.$$

Угловая скорость ω_3 звена 3 равна нулю, так как звено (ползун) движется поступательно.

Чтобы определить направление угловой скорости ω_2 , следует вектор относительной скорости \overline{V}_{BA} , т.е. вектор \overline{ab} (см. рисунок 3.2, б), с плана скоростей перенести в точку B механизма. Тогда вектор \overline{ab} будет стремиться поворачивать звено 2 против часовой стрелки. Это направление и будет направлением ω_2 . Направление угловой скорости ω_2 показано на рисунке 3.2, а.

3.2.3 Построение плана ускорений

Для определения линейных ускорений точек A , B , E строим план ускорений. Для точки A механизма, используя теорему о сложении ускорений, составляем следующее векторное уравнение:

$$\overline{a}_A = \overline{a}_O + \overline{a}_{AO}^n + \overline{a}_{AO}^t.$$

Ускорение $\bar{a}_O = 0$, так как точка O неподвижна. Значение нормального ускорения \bar{a}_{AO}^n определяем по формуле

$$a_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA}.$$

Ускорение \bar{a}_{AO}^n направлено вдоль звена AO от точки A к точке O (как к центру вращения).

Касательное ускорение $\bar{a}_{AO}^t = 0$, так как $\varepsilon_1 = 0$ (кривошип 1 вращается равномерно). Таким образом, $\bar{a}_A = \bar{a}_{AO}^n$. Отложим его отрезком $\pi a = 100 \dots 120$ мм на плане ускорений (см. рисунок 3.2, в). Отрезок πa проводим параллельно кривошипу OA к центру вращения O . Масштаб плана ускорений определим по формуле

$$\mu_a = a_A / (\pi a).$$

Для точки B механизма составляем следующие векторные уравнения:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t; \quad (3.1)$$

$$\bar{a}_B = \bar{a}_D + \bar{a}_{BD}^k + \bar{a}_{BD}^r. \quad (3.2)$$

Значение нормального ускорения \bar{a}_{BA}^n точки B вокруг точки A определяем по формуле

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB}.$$

Ускорение \bar{a}_{BA}^n направляем вдоль звена AB от точки B к точке A . В векторном уравнении (3.1) неизвестно значение касательного ускорения \bar{a}_{BA}^t , но известна его линия действия (перпендикулярна звену AB).

Ускорение $\bar{a}_D = 0$, так как точка D неподвижна. Значение Кориолисова ускорения \bar{a}_{BD}^k определяем по формуле

$$a_{BD}^k = 2 \cdot \omega_4 \cdot V_{BD}.$$

Ускорение $a_{BD}^k = 0$, так как $\omega_4 = 0$. Релятивное ускорение \bar{a}_{BD}^r в уравнении (3.2) известно по линии действия (направлено параллельно направляющей ползуна $x - x$). Значение ускорения \bar{a}_{BD}^r определяется графически.

Решая графически векторные уравнения (3.1) и (3.2), строим план ускорений механизма (см. рисунок 3.2, в). Из точки a проводим линию, параллельную звену AB , на ней откладываем отрезок $an = a_{BA}^n / \mu_a$, изобра-

жающий на плане ускорений нормальное ускорение \bar{a}_{BA}^n . Из точки n проводим линию действия тангенциального ускорения \bar{a}_{BA}^t (перпендикулярно звену AB), а из точки π – линию действия релятивного ускорения \bar{a}_{BD}^r (параллельно $x - x$). Указанные линии действия пересекаются в точке b плана ускорений. Графически находим значения ускорений

$$a_{BA}^t = (nb) \cdot \mu_a; \quad a_B = (\pi b) \cdot \mu_a.$$

Длины отрезков nb , πb измеряем на плане ускорений в миллиметрах.

Ускорение точки C найдем по свойству подобия плана ускорений. Для этого составим пропорцию $AB/BC = ab/bc$. Отрезки AB и BC берем со схемы механизма в миллиметрах, отрезок ab – с плана ускорений также в миллиметрах. Определяемый из пропорции отрезок bc откладываем на продолжении отрезка ab . Соединив точки c и π , найдем ускорение \bar{a}_C , модуль которого определим по формуле

$$a_C = (\pi c) \cdot \mu_a.$$

Определяем значение углового ускорения ε_2 :

$$\varepsilon_2 = a_{BA}^t / l_{AB}.$$

Направление углового ускорения ε_2 совпадает с направлением вектора ускорения \bar{a}_{BA}^t , приложенного к точке B механизма (см. рис. 3.2, а). Угловое ускорение $\varepsilon_3 = 0$.

Центры масс S звеньев располагаются посередине длин звеньев. Следовательно, на плане ускорений находим середины соответствующих отрезков – это точки S_1 , S_2 , S_3 (точка S_3 совпадает с точкой B ползуна). Соединив точки S_1 , S_2 , S_3 с полюсом π , получим отрезки πs_1 , πs_2 , πs_3 . Значения ускорений центров масс найдем по формулам

$$a_{S_1} = (\pi s_1) \cdot \mu_a;$$

$$a_{S_2} = (\pi s_2) \cdot \mu_a;$$

$$a_{S_3} = a_B = (\pi s_3) \cdot \mu_a.$$

Длины отрезков πs_1 , πs_2 и πs_3 измеряем на плане ускорений в миллиметрах.

3.3 Силовой анализ механизма

3.3.1 Общие сведения

Динамический анализ механизмов включает следующие задачи:

- а) изучение влияния внешних сил, сил веса, трения, сил инерции на звенья механизма, на кинематические пары и неподвижные опоры;
- б) изучение режима движения механизма под действием заданных сил.

В курсовой работе рассматривается первая задача, которая носит название *силового (кинетостатического) анализа* механизмов.

Цель силового анализа механизмов состоит в определении сил, действующих на звенья, и реакций в кинематических парах.

При решении задачи силового анализа используется принцип Даламбера, согласно которому звено механизма может рассматриваться условно находящимся в равновесии, если ко всем внешним силам, действующим на него, добавить силы инерции. В этом случае уравнения равновесия называют уравнениями кинетостатики, чтобы отличить их от уравнений статики – уравнений равновесия без учета сил инерции.

Силовой анализ механизма проводят по структурным группам Ассура, так как последние являются статически определимыми системами (для них число неизвестных равно числу уравнений). Поэтому заданный рычажный механизм разбивают на начальный механизм и группу Ассура. Расчет начинают со структурной группы, а заканчивают начальным механизмом. Если силовой расчет начать с ведущего звена, то число неизвестных превысит число возможных уравнений и задача станет статически неопределимой.

Силовой анализ будем проводить без учета трения в кинематических парах механизма. Получающиеся от этого ошибки незначительны, так как обычно в механизмах элементы кинематических пар работают со смазкой, и поэтому реакции, рассчитанные без учета трения, мало отличаются по величине от реакций, найденных с учетом трения.

Исходные данные для силового расчета: размеры, вес и моменты инерции звеньев, положения центров тяжести звеньев, закон движения ведущего звена, внешние силы и моменты.

На листе должны быть показаны построенные в масштабах: план положений механизма, план скоростей, план ускорений, группы Ассура, начальный механизм, планы сил для каждой структурной группы, рычаг Н.Е. Жуковского.

Рассмотрим методику определения сил в кинематических парах на примере четырехзвенного рычажного механизма.

3.3.2 Определение сил и моментов пар сил инерции

Силы взаимодействия звеньев (реакции в кинематических парах) будем обозначать буквой \bar{R} с двойным индексом. Первая цифра индекса обозначает звено, со стороны которого действует сила; вторая цифра – звено, к которому приложена сила; например: \bar{R}_{12} – сила, действующая со стороны звена 1 на звено 2. Заданную внешнюю силу полезного сопротивления будем обозначать $\bar{P}_{\text{ПС}}$, силу тяжести – \bar{G} , силу инерции – F , момент пары силы инерции – M . Силу $\bar{P}_{\text{ПС}}$ прикладываем к ведомому звену механизма в точке B и направляем противоположно скорости \bar{V}_B .

Центры масс звеньев располагаем в серединах длин звеньев. Момент инерции J_{S_i} i -го звена относительно оси, проходящей через его центр масс, определяем для стержневых звеньев по формуле

$$J_{S_i} = m_i \cdot l_i^2 / 12,$$

где l_i – длина звена. Для звеньев, выполненных в виде треугольника, l_i – длина наибольшей стороны.

Веса звеньев определяем по формуле $G_i = q \cdot l_i$, где q – вес погонного метра звена. Вес ползуна ($G_{\text{П}}$) принимаем равным: $G_{\text{П}} = (3...5) \cdot G_{\text{К}}$, где $G_{\text{К}}$ – вес кривошипа; весом кулисных камней пренебрегаем. Силы веса прикладываем в центрах масс звеньев и направляем вертикально вниз.

Массы звеньев определяем по формуле $m = G/g$, где g – ускорение свободного падения ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$).

Значения главных векторов сил инерции \bar{F}_i и главных моментов пар сил инерции \bar{M}_i звеньев определяем по формулам

- звено 1 – $F_1 = m_1 \cdot a_{S_1}$, $M_1 = 0$, так как при $\omega_1 = \text{const}$ $\varepsilon_1 = 0$;
- звено 2 – $F_2 = m_2 \cdot a_{S_2}$, $M_2 = J_{S_2} \cdot \varepsilon_2$, $J_{S_2} = m_2 \cdot l_2^2 / 12$;
- звено 3 – $F_3 = m_3 \cdot a_{S_3}$, $M_3 = 0$, так как $\varepsilon_3 = 0$ (звено 3 совершает поступательное движение).

Силы инерции \bar{F}_i прикладываем в центрах масс S_i звеньев и направляем противоположно ускорениям \bar{a}_{S_i} . Моменты пар сил инерции M_i противоположны по направлению угловым ускорениям ε звеньев.

3.3.3 Определение реакций в кинематических парах механизма

Силовой расчет в рассматриваемом примере начинаем со структурной группы, состоящей из звеньев 2 и 3 (см. рисунок 3.1, б). Изображаем группу Ассура на чертеже в масштабе $\mu_l = l_{OA}/(OA)$ и прикладываем все силы, действующие на нее (рисунок 3.3, а):

- силу веса \bar{G}_3 , приложенную в центре масс S_3 ;
- силу инерции \bar{F}_3 , направленную противоположно ускорению \bar{a}_{S_3} (см. рисунок 3.2, в), т. е. вектору $\bar{\pi}_{S_3}$ плана ускорений;
- силу полезного сопротивления $\bar{P}_{\text{пс}}$, приложенную в точке B и направленную в противоположную сторону скорости движения ползуна \bar{V}_B ;
- реакцию \bar{R}_{43} , действующую со стороны стойки 4 на звено 3;
- силу веса \bar{G}_2 , приложенную в центре масс S_2 ;

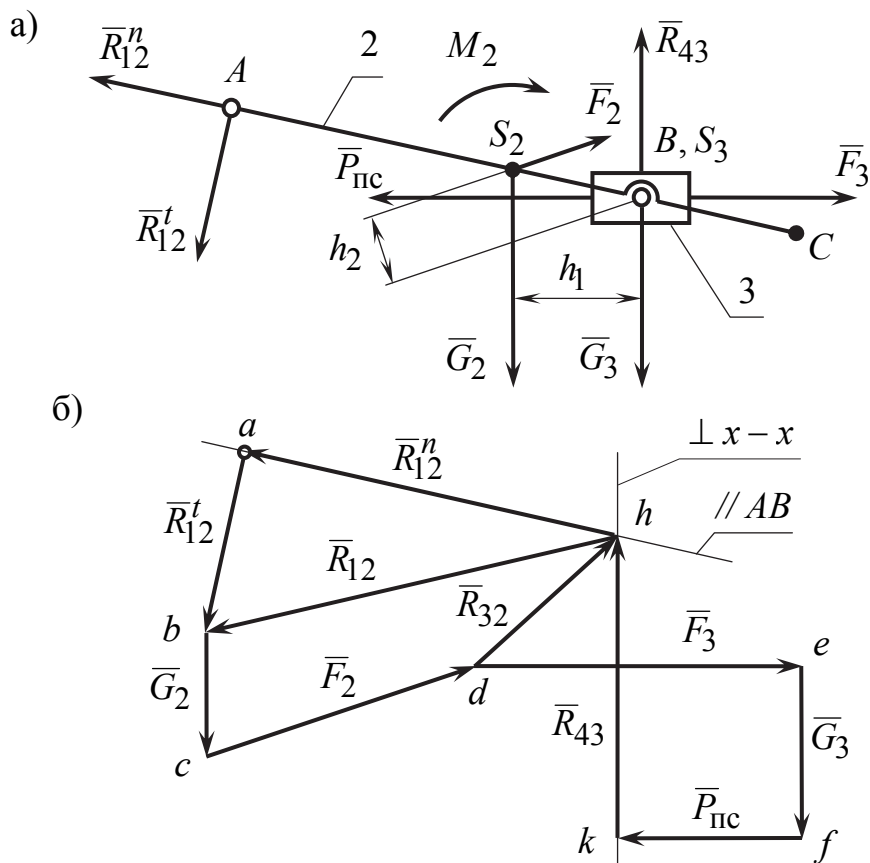


Рисунок 3.3 – Силовой анализ группы Ассура механизма:
а – группа Ассура с приложенными силами;
б – план сил группы Ассура

- силу инерции \bar{F}_2 , направленную противоположно ускорению \bar{a}_{S_2} (см. рисунок 3.2, в), т. е. вектору $\bar{\pi}s_2$ плана ускорений;
- момент пары сил инерции \bar{M}_2 , направленный противоположно угловому ускорению ε_2 ;
- реакцию \bar{R}_{12} в шарнире A , действующую со стороны звена 1 на звено 2.

Действие отброшенных звеньев 1 и 4 заменяем реакциями связей \bar{R}_{12} и \bar{R}_{43} . Реакция \bar{R}_{12} в шарнире A неизвестна по значению и направлению, известна лишь точка ее приложения. Для удобства дальнейшего расчета разложим ее на две составляющие: нормальную \bar{R}_{12}^n , направленную вдоль оси звена AB , и тангенциальную \bar{R}_{12}^t , перпендикулярную оси звена AB . Реакция \bar{R}_{43} перпендикулярна направляющей $x - x$.

Структурная группа Ассура находится в равновесии, если выполняется векторное уравнение равновесия – сумма векторов всех сил, действующих на группу, равна нулю

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t + \bar{G}_2 + \bar{F}_2 + \bar{F}_3 + \bar{G}_3 + \bar{P}_{\text{пс}} + \bar{R}_{43} = 0. \quad (3.3)$$

Составляющие реакций связей (в нашем примере \bar{R}_{12}^n и \bar{R}_{12}^t) рекомендуется записывать в векторном уравнении (3.3) рядом, чтобы впоследствии можно было легко получить их векторную сумму \bar{R}_{12} .

Сначала следует записывать все векторы сил, приложенные к одному звену, затем все векторы сил, приложенные к другому звену, тогда по плану сил легко будет найти реакцию $\bar{R}_{32} = -\bar{R}_{23}$ в шарнире B . В уравнении (3.3) – три неизвестные: \bar{R}_{12}^t , \bar{R}_{12}^n и \bar{R}_{43} . Реакцию \bar{R}_{12}^t удобно найти из уравнения моментов сил, действующих на звено 2, относительно точки B

$$\sum_i M_B(F_i) = 0;$$

$$R_{12}^t \cdot (AB) \cdot \mu_l - F_2 \cdot h_2 \cdot \mu_l + G_2 \cdot h_1 \cdot \mu_l - M_2 = 0,$$

где AB , h_1 и h_2 – плечи сил, мм.

Реакции \bar{R}_{12}^n и \bar{R}_{43} определим, решая уравнение (3.3) графически, построением плана сил в некотором масштабе μ_P (см. рисунок 3.3, б):

$$\mu_P = R_{12}^t / (ab),$$

где ab – значение отрезка, изображающего реакцию \bar{R}_{12}^t на плане сил (выбирается произвольной длины).

Перед построением плана сил следует найти значения отрезков, изображающих на чертеже другие силы,

$$(bc) = G_2/\mu_P; \quad (cd) = F_2/\mu_P; \quad (de) = F_3/\mu_P;$$

$$(ef) = G_3/\mu_P; \quad (fk) = P_{\text{пс}}/\mu_P.$$

Построение плана сил начинаем из произвольной точки a (см. рисунок 3.3, б). Сначала откладываем векторы всех известных сил согласно векторному уравнению (3.3): $\bar{R}_{12}^t, \bar{G}_2, \bar{F}_2, \bar{F}_3, \bar{G}_3, \bar{P}_{\text{пс}}$. Далее через точку a проводим линию $// AB$ (по данной линии направлена реакция \bar{R}_{12}^n), а через точку k – линию $\perp x-x$ (по данной линии направлена реакция \bar{R}_{43}). Точка h пересечения этих линий определит значения отрезков (ha) и (kh) , изображающих на плане сил неизвестные реакции \bar{R}_{12}^n и \bar{R}_{43} . Замеряя указанные отрезки в миллиметрах на плане сил, определим значения реакций \bar{R}_{12}^n и \bar{R}_{43} :

$$R_{12}^n = (ha) \cdot \mu_P;$$

$$R_{43} = (kh) \cdot \mu_P.$$

Реакцию в шарнире B можно найти, рассмотрев равновесие одного из звеньев (звена 2 или 3). Рассмотрим, например, равновесие звена 2. Для этого отбросим звено 3 и заменим его действие реакцией связи \bar{R}_{32} . Составляем векторное уравнение равновесия звена 2:

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{F}_2 + \bar{R}_{32} = 0. \quad (3.4)$$

Для нахождения реакции \bar{R}_{32} достаточно соединить на плане сил точки d и h . Замеряя отрезок dh (в миллиметрах) на плане сил, определим значение реакции \bar{R}_{32}

$$R_{32} = (dh) \cdot \mu_P.$$

Реакция \bar{R}_{23} со стороны звена 2 на звено 3 равна по модулю, но противоположна по направлению реакции \bar{R}_{32} , т. е. $\bar{R}_{23} = -\bar{R}_{32}$.

Далее проводим силовой анализ ведущего звена механизма. Изображаем ведущее звено на чертеже в масштабе $\mu_l = l_{OA}/(OA)$ и прикладываем все силы, действующие на него (рисунок 3.4, а):

- силу веса \bar{G}_1 , приложенную в центре масс S_1 ;
- силу инерции \bar{F}_1 , приложенную в центре масс S_1 , и направленную противоположно ускорению \bar{a}_{S_1} (см. рисунок 3.2, в), т. е. вектору $\overline{\pi s_1}$ плана ускорений;

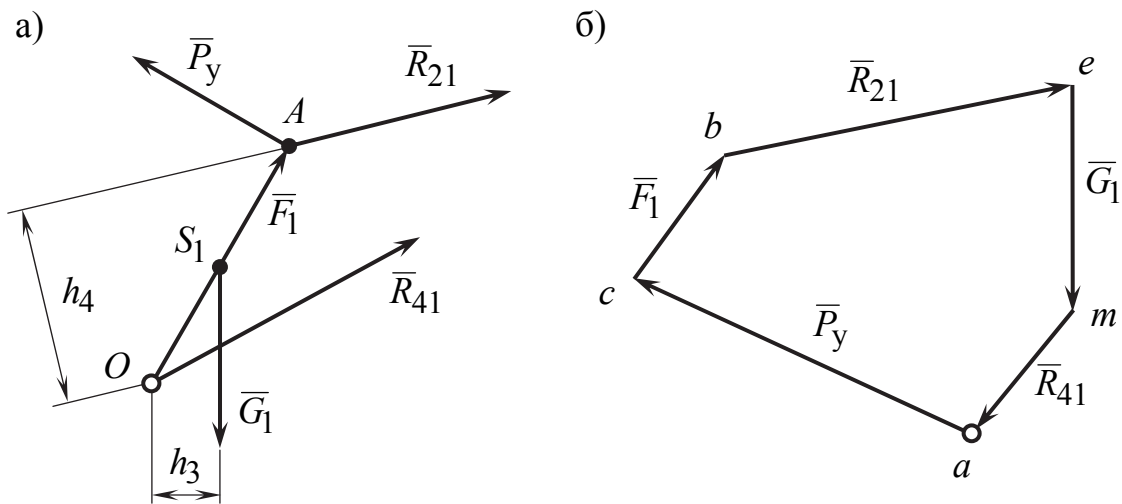


Рисунок 3.4 – Силовой анализ ведущего звена механизма:
 а – ведущее звено с приложенными силами; б – план сил
 ведущего звена

- уравнивающую силу \bar{P}_y , приложенную в точке A , и направленную перпендикулярно звену AB ;
- реакцию $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$, действующую со стороны звена 2 на звено 1;
- реакцию \bar{R}_{41} , действующую со стороны стойки 4 на звено 1.

Составляем векторное уравнение равновесия ведущего звена:

$$\bar{P}_y + \bar{F}_1 + \bar{R}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{R}_{41} = 0. \quad (3.5)$$

В уравнении (3.5) неизвестны значение уравнивающей силы \bar{P}_y , значение и направление реакции \bar{R}_{41} . Поэтому уравнение (3.5) решить графически невозможно. Для решения уравнения необходимо предварительно определить одно из неизвестных значений, например, значение уравнивающей силы \bar{P}_y . Для этого необходимо составить дополнительное уравнение равновесия – сумму моментов всех сил, приложенных к звену 1, относительно точки O ,

$$\sum_i M_O(F_i) = 0;$$

$$P_y \cdot (AO) \cdot \mu_l - R_{21} \cdot h_4 \cdot \mu_l - G_1 \cdot h_3 \cdot \mu_l = 0. \quad (3.6)$$

Из уравнения равновесия (3.6) находим значение силы \bar{P}_y :

$$P_y = (R_{21} \cdot h_4 + G_1 \cdot h_3) / (AO).$$

Значения плеч AO , h_4 и h_3 замеряем в миллиметрах на чертеже плана положений ведущего звена (см. рисунок 3.4, а).

Определяем значения отрезков, изображающих на плане сил известные силы, входящие в уравнение (3.5):

$$(ac) = P_y / \mu_P; \quad (cb) = F_1 / \mu_P; \quad (be) = R_{21} / \mu_P; \quad (em) = G_1 / \mu_P.$$

Из произвольной точки a на плане сил (см. рисунок 3.4, б) в соответствии с уравнением (3.5) откладываем последовательно отрезки (ac) , (cb) , (be) и (em) . Для нахождения реакции \bar{R}_{41} на плане сил необходимо соединить точки m и a . Замеряя в миллиметрах отрезок (am) , определим значение реакции \bar{R}_{41} :

$$R_{41} = (am) \cdot \mu_P.$$

3.3.4 Определение уравнивающей силы (или момента) методом рычага Н.Е. Жуковского

Метод Н.Е. Жуковского может быть применен для нахождения значения какой-либо силы, если точка приложения и направление ее заданы. Такой силой может быть уравнивающая сила (\bar{P}_y^*). Применение рычага Н.Е. Жуковского позволяет определить искомую силу с помощью одного только уравнения моментов: сумма моментов всех заданных сил, действующих на звенья механизма, перенесенных параллельно самим себе в одноименные точки повернутого на 90° плана скоростей, относительно полюса плана, равна нулю.

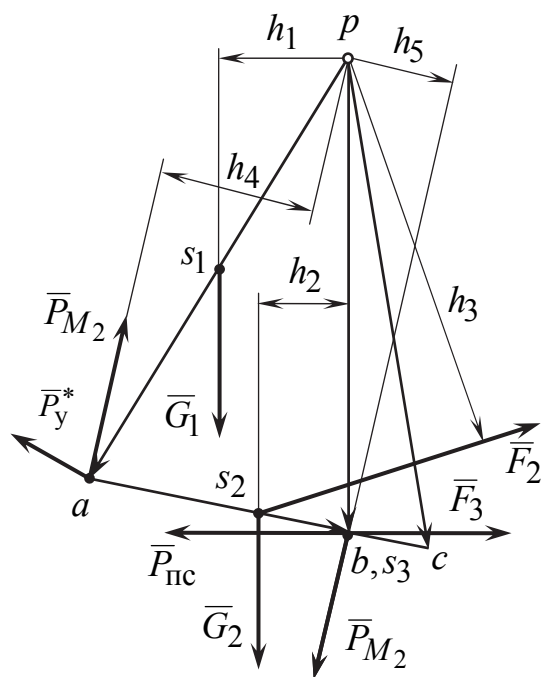


Рисунок 3.5 – Рычаг Н.Е. Жуковского

На рисунке 3.5 изображен повернутый на 90° план скоростей механизма, который можно рассматривать как “жесткий” рычаг Н.Е. Жуковского. Все действующие на механизм силы (кроме реакций) переносим параллельно самим себе на рычаг Жуковского в соответствующие точки.

Через точку a проводим линию действия уравнивающей силы \bar{P}_y^* перпендикулярно вектору \overline{pa} (рисунок 3.5). Для упрощения дальнейшего расчета моменты сил инерции \bar{M}_i удобно заменить парами сил, действу-

ющими в шарнирах. В нашем случае момент \bar{M}_2 заменим парой сил со значением $P_{M_2} = M_2/l_{AB}$. Силы \bar{P}_{M_2} прикладываем в точках a и b .

Составим уравнение моментов всех сил, действующих на рычаг, относительно полюса p плана

$$\begin{aligned} -P_y^* \cdot (pa) - P_{M_2} \cdot h_4 - P_{M_2} \cdot h_5 + G_1 \cdot h_1 + G_2 \cdot h_2 - \\ - P_{пс} \cdot (pb) + F_3 \cdot (pb) + F_2 \cdot h_3 = 0, \end{aligned} \quad (3.7)$$

где (pa) , h_1 , h_2 , h_3 , h_4 , h_5 , (pb) – плечи сил, измеряются в миллиметрах на чертеже (см. рисунок 3.5).

Значение уравновешивающей силы \bar{P}_y^* определяем из уравнения (3.7):

$$P_y^* = \frac{-P_{M_2} \cdot (h_4 + h_5) + G_1 \cdot h_1 + G_2 \cdot h_2 - P_{пс} \cdot (pb) + F_3 \cdot (pb) + F_2 \cdot h_3}{(pa)}.$$

Если значение P_y^* получилось со знаком “минус”, меняем выбранное направление силы на противоположное. Отклонения в числовых значениях уравновешивающих сил, полученных методом планов сил и методом Жуковского, неизбежны, но не должны превышать 5 %. Отклонения оценивают относительной погрешностью вычислений в процентах

$$\Delta = \frac{P_y - P_y^*}{P_y} \cdot 100 \text{ \%}.$$

4 АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

4.1 Проектирование эвольвентного зубчатого зацепления

4.1.1 Общие сведения

Зубчатые передачи занимают основное место среди механических передач. Компактность машины, ее прочность, надежность, габариты, вес, стоимость в значительной степени зависят от качества зубчатых передач. Поэтому важное значение имеет грамотное их проектирование. Геометрический расчет передачи производится из условия, что модуль m зубчатых колес получен из расчета зубьев на прочность.

Цилиндрическая зубчатая передача может быть составлена из колес с прямыми и косыми зубьями. Передачи с косозубыми колесами имеют определенные достоинства, которые следует учитывать при проектировании:

1) они имеют высокий коэффициент перекрытия, который определяется шириной зубчатого колеса, и может быть практически доведен до 10 и более.

2) их можно выполнить при небольшом числе зубьев колес (практически малое колесо может иметь число зубьев 3, теоретически оно может быть доведено до 1).

Отрицательным качеством косозубой передачи является наличие осевых усилий, что усложняет конструкцию передачи.

Зубчатые передачи с прямыми и косыми зубьями могут быть трех видов: нулевые, положительные и отрицательные.

Нулевая зубчатая передача (рисунок 4.1, а) состоит из нулевых колес (коэффициенты смещения $x_1 = x_2 = 0$) или из одного положительного и другого отрицательного при условии, что $x_1 = -x_2$ (так называемая равносмещенная передача). Делительные окружности колес нулевой передачи касаются в полюсе P и в процессе зацепления перекачиваются друг по другу без скольжения, т. е. одновременно являются подоидными (начальными) окружностями колес, при этом коэффициент воспринимаемого смещения $y = 0$.

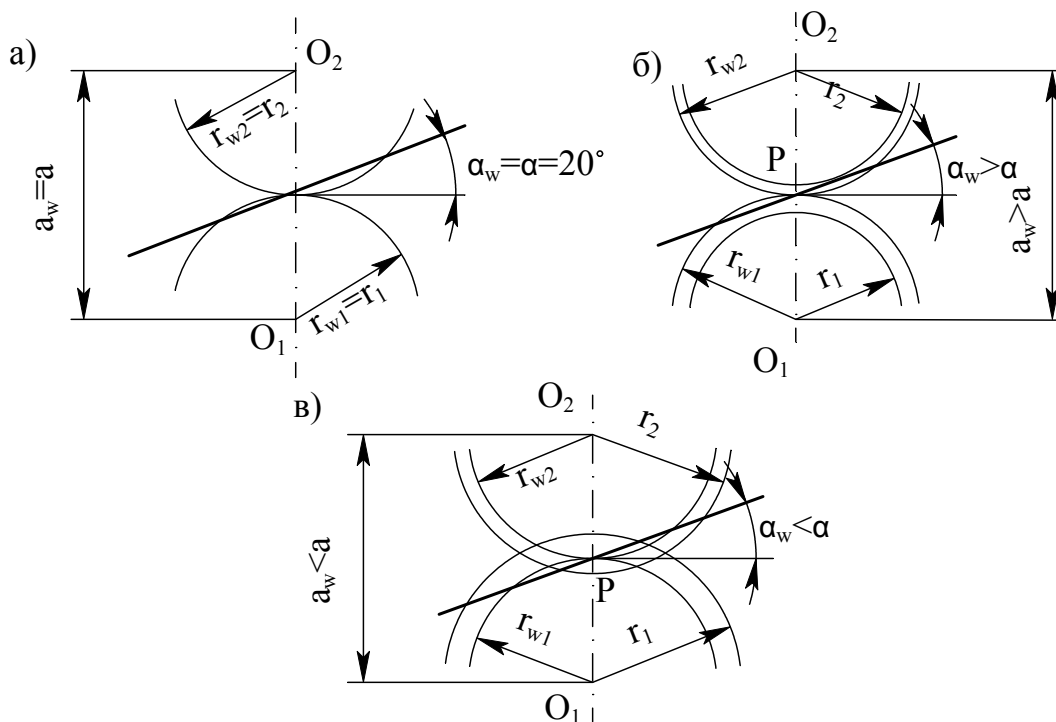


Рисунок 4.1 – Зубчатые передачи:
а – нулевая; б – положительная; в – отрицательная

Радиусы начальных окружностей r_w равны радиусам делительных окружностей r :

$$r_w = r = m \cdot z / 2.$$

Межосевое расстояние a_w равно сумме радиусов делительных окружностей:

$$a_w = a = r_1 + r_2 = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2),$$

а угол зацепления нулевой передачи $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Положительная зубчатая передача (рисунок 4.1, б) может быть составлена: из двух положительных зубчатых колес ($x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0$), из одного положительного, а другого нулевого и, наконец, из одного положительного и другого отрицательного. В последнем случае коэффициент смещения положительного колеса по абсолютной величине должен быть больше, чем отрицательного. Делительные окружности колес положительной зубчатой передачи не касаются друг друга, поэтому коэффициент воспринимаемого смещения $y > 0$, начальные окружности больше делительных, т. е. $r_w > r$, межосевое расстояние равно сумме радиусов начальных окружностей колес:

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2) \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}.$$

При этом $a_w > a$, угол зацепления положительной зубчатой передачи $\alpha_w > \alpha$.

Отрицательная зубчатая передача (рисунок 4.1, в) может быть составлена: из двух отрицательных зубчатых колес ($x_\Sigma < 0$), из одного отрицательного и другого нулевого, либо из одного отрицательного и другого положительного. В последнем случае коэффициент смещения x отрицательного зубчатого колеса должен быть по абсолютной величине больше, чем положительного. Делительные окружности отрицательной передачи пересекаются. Радиусы делительных окружностей больше радиусов начальных окружностей ($r > r_w$). Воспринимаемое смещение отрицательно ($y < 0$), межосевое расстояние определяется по той же формуле, что и для положительной. Для отрицательной передачи: $a_w < a$ и $\alpha_w < \alpha$.

При проектировании следует учитывать особенности каждого вида передач. Наилучшими качествами обладают положительные зубчатые передачи, так как радиусы кривизны боковых поверхностей их зубьев больше, зубья толще; при том же передаточном отношении и модуле они могут иметь меньшие габариты и вес. Эксплуатационные качества нулевых передач хуже, чем положительных. Однако они применяются чаще, так как просто рассчитываются и удовлетворяют принципу сменности колес. Отрицательная передача, имеющая наихудшие эксплуатационные качества, применяется при проектировании лишь в тех случаях, когда требуется вписаться в заданное межосевое расстояние.

4.1.2. Исходный производящий контур инструмента

Геометрия проектируемой передачи определяется параметрами исходного контура инструмента (зубчатой рейки) и смещением его при нарезании колес. Поэтому при проектировании прежде всего следует задаться исходным контуром инструмента и выбрать расчетные смещения.

При нарезании прямозубых колес исходным производящим контуром является проекция режущей кромки инструмента на плоскость, перпендикулярную оси заготовки.

Основными параметрами исходного контура (рисунок 4.2) являются:

m – модуль зубьев;

α – угол наклона профиля зуба исходного контура;

h_a^* – коэффициент высоты головки зуба;

c^* – коэффициент радиального зазора;

ρ_f^* – коэффициент радиуса кривизны переходной кривой.

Параметры исходного контура стандартизированы (СТ СЭВ 309-76):

$\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$, $\rho_f^* = 0,38$.

Зацепление исходного контура инструмента с нарезаемой заготовкой, осуществляемое в процессе нарезания, называется станочным зацеплением (рисунок 4.2).

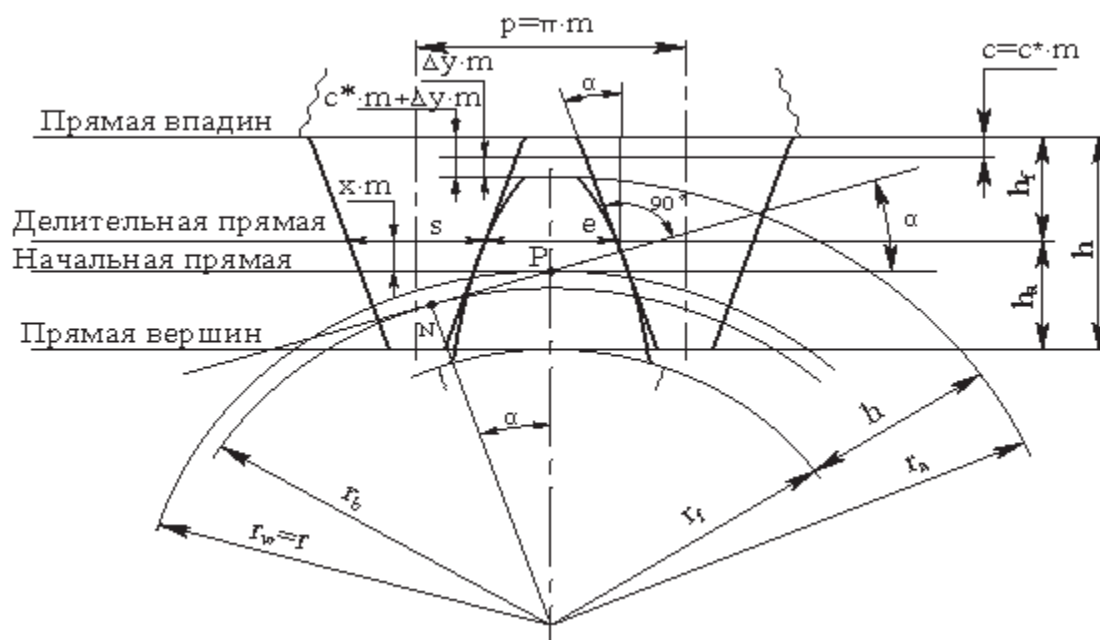


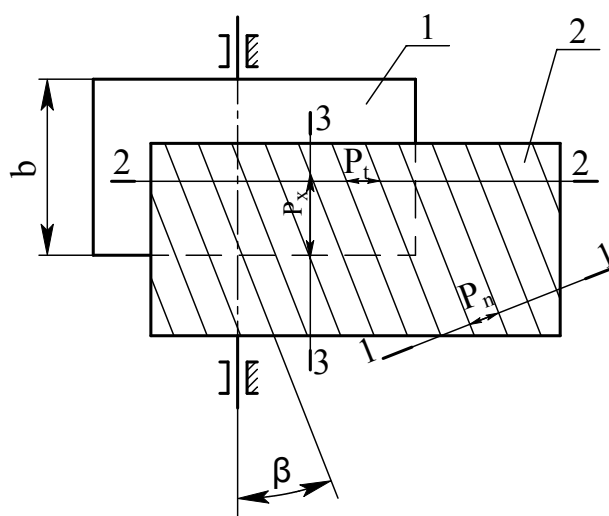
Рисунок 4.2 – Станочное зацепление при нарезании положительного прямозубого колеса

По делительной прямой исходного контура толщина зуба s равна ширине впадины e . Расстояние между двумя одноименными профилями двух соседних зубьев, измеренное по делительной прямой, называется шагом $p = \pi \cdot m$, тогда $s = \pi \cdot m / 2$. Часть зуба, расположенная между делительной прямой и прямой вершин, называется головкой зуба, высота головки равна $h_a = h_a^* \cdot m = m$. Если взять два исходных контура и ввести их в зацепление, то между прямой вершин одного и прямой впадин другого контура образуется радиальный зазор $c = c^* \cdot m$. Высота ножки исходного контура $h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m = 1,25m$. Полная высота зуба $h = h_a + h_f = 2,25m$. Основание ножки исходного контура сопрягается с линией впадин дугой радиуса $\rho_f = \rho_f^* \cdot m = 0,38m$.

При нарезании зубчатого колеса инструментом реечного типа только делительная окружность будет иметь шаг и модуль, равные шагу и модулю исходного контура. Длина делительной окружности $\pi \cdot d = p \cdot z = \pi \cdot m \cdot z$; ее диаметр $d = m \cdot z$, где z – число зубьев зубчатого колеса.

В станочном зацеплении делительная прямая исходного контура по-разному может располагаться по отношению к делительной окружности нарезаемого колеса. При нарезании нулевого колеса делительная прямая касается делительной окружности (смещение $b = x \cdot m = 0$); при нарезании положительного колеса она отодвигается от делительной окружности на величину положительного смещения ($x \cdot m > 0$), а при нарезании отрицательного колеса – придвинута к центру колеса на величину отрицательного смещения ($x \cdot m < 0$). У нулевого колеса толщина зуба по делительной окружности $s = \pi \cdot m / 2$, у положительного колеса $s > \pi \cdot m / 2$, у отрицательного $s < \pi \cdot m / 2$.

При нарезании косозубого колеса применяется тот же стандартный инструмент, что и для прямозубых колес, но устанавливается он наклонно к плоскости заготовки. Линии зубьев исходного контура составляют с осью нарезаемого колеса угол β (рисунок 4.3). При таком расположении



1 – колесо; 2 – рейка

Рисунок 4.3 – План косозубой исходной производящей рейки

линий зубьев рейки можно измерить шаг зубьев в трех плоских сечениях рейки:

1) в сечении, нормальном к теоретическим линиям ее зубьев (рис. 4.3, сечение 1-1), нормальный шаг p_n ;

2) в сечении, перпендикулярном оси зубчатого колеса, нарезаемого рейкой (рис. 4.3, сечение 2-2), торцовый шаг p_t ;

3) в сечении, параллельном оси зубчатого колеса, нарезаемого рейкой (рис. 4.3, сечение 3-3), осевой шаг p_x .

Контур зубчатой рейки в нормальном сечении и является исходным производящим контуром, размеры которого зависят от расчетного модуля m .

Значения торцового и осевого шагов:

$$p_t = \frac{p_n}{\cos\beta} = \frac{\pi \cdot m}{\cos\beta} = \pi \cdot m_t; \quad p_x = \frac{p_n}{\sin\beta} = \frac{\pi \cdot m}{\sin\beta} = \pi \cdot m_x. \quad (4.1)$$

Из формул (4.1) выводим значения торцового модуля

$$m_t = m / \cos\beta \quad (4.2)$$

и осевого модуля

$$m_x = m / \sin\beta.$$

Имея значения α , h_a^* , c^* , m , β , угол профиля исходного контура инструмента $\alpha_t = \arctg(\operatorname{tg}\alpha / \cos\beta)$, коэффициент высоты головки зуба $h_{at}^* = h_a^* \cdot \cos\beta$, коэффициент радиального зазора $c_t^* = c^* \cdot \cos\beta$, можно подсчитать все параметры исходного контура для нарезания косозубых колес. Для геометрического расчета важно знать параметры торцового контура косозубой рейки, так как именно этот контур профилирует плоскую эвольвенту зубчатого колеса.

4.1.3 Выбор расчетных коэффициентов смещения

Выбор расчетных коэффициентов смещения во многом определяет геометрию и качественные показатели зубчатой передачи. Возможность назначать смещения по своему усмотрению дает конструктору удобное средство управления качеством передачи и ее геометрией. Однако коэффициенты смещения, наивыгоднейшие, например, по изгибной прочности, вовсе не являются таковыми для достижения максимальной контактной прочности или наивыгоднейшего коэффициента перекрытия. Кроме того, выбранные коэффициенты смещения должны гарантировать в передаче отсутствие подреза ножек, заострения головок, интерференции и обеспе-

чивать плавность ее работы. Противоречивость влияния смещений на геометрию и качественные показатели передачи говорят о том, что универсальных рекомендаций для их определения нет.

При работе зубчатых колес наблюдается износ, заедание, выкрашивание и излом зубьев. Эти явления устраняются или уменьшаются правильным выбором геометрических параметров. Для оценки спроектированной зубчатой передачи приняты следующие качественные показатели:

ν – коэффициент удельного давления, характеризующий влияние геометрических параметров на контактную прочность и выкрашивание зубьев;

ε_α – коэффициент перекрытия, показывающий характер нагружения зубьев и характеризующий плавность и бесшумность работы передачи;

λ – коэффициент скольжения, определяющий влияние геометрических параметров на износ зубьев и заедание;

γ – коэффициент формы зуба, характеризующий прочность зубьев на изгиб.

Все эти качественные показатели являются функцией выбираемых коэффициентов смещения. Увеличивая коэффициенты смещения (x) каждого колеса, можно:

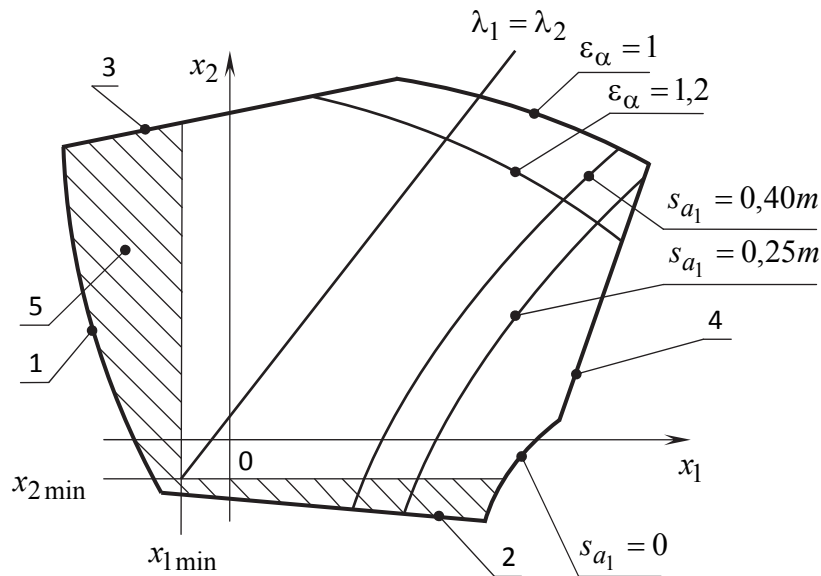
- повысить контактную прочность передачи, так как при этом уменьшаются коэффициенты удельного давления;
- повысить износостойкость колес и уменьшить их склонность к заеданию, так как уменьшаются коэффициенты скольжения;
- увеличить изгибную прочность зубьев, так как увеличивается коэффициент формы зуба (γ).

Но, с другой стороны, с увеличением коэффициента смещения уменьшается коэффициент перекрытия.

Выбирая расчетные коэффициенты смещения, следует учитывать конкретные условия работы проектируемой зубчатой передачи: ее быстротходность, изменяемость или цикличность нагрузки, условия смазки и т. д. Наиболее удобным методом определения коэффициентов смещения следует признать метод блокирующих контуров. Блокирующий контур представляет собой совокупность кривых, построенных в координатах x_1 и x_2 , ограничивающих выбор расчетных коэффициентов смещения и отделяющих зону их допустимых значений, при которых нет заклинивания, подреза и заострения, гарантирован допустимый коэффициент перекрытия. Блокирующие контуры разработаны группой ученых во главе с И.А. Болотовским [3]. В [3] приведены 215 блокирующих контуров для различных ком-

бинаций чисел зубьев колес. Контуры выполнены для передач с прямозубыми колесами, но могут быть приближенно использованы и для косозубых передач. Пример блокирующего контура приведен на рисунке 4.4.

Учитывая ограниченность объема учебного пособия, будем проводить геометрический расчет зубчатой передачи с ограничением коэффициентов смещения по подрезу и заострению зубьев и обеспечению плавности работы.



- 1 – граница подрезания зуба шестерни; 2 – граница подрезания зуба колеса; 3, 4 – граница интерференции профилей зубьев;
5 – зона нерекомендуемых значений x_1 и x_2 ;
 λ – коэффициент скольжения

Рисунок 4.4 – Блокирующий контур

Отсутствие подреза обеспечивается минимально возможным, а отсутствие заострения максимально возможным коэффициентом смещения, следовательно, должно выполняться неравенство $x_{\min} < x < x_{\max}$. Это неравенство справедливо и для выбора расчетного коэффициента смещения колес с внутренним зубом.

Для прямозубых колес, нарезанных реечным инструментом, минимальный коэффициент смещения (X_{\min}) определяется по формуле

$$x_{\min} = h_a^* \cdot \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}}, \quad (4.3)$$

где z_{\min} – минимальное число зубьев, которое можно нарезать на нулевом колесе без подреза;

$$z_{\min} = 2h_a^* / \sin^2 \alpha. \quad (4.4)$$

При $\alpha = 20^\circ$ и $h_a^* = 1$ $z_{\min} = 17$.

Для косозубых колес, нарезанных реечным инструментом, минимальный коэффициент смещения определяется по формуле

$$x_{\min} = h_{at}^* \cdot \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}}; \quad (4.5)$$

$$z_{\min} = 2h_{at}^* / \sin^2 \alpha_t = 17 \cdot \cos^3 \beta. \quad (4.6)$$

Нахождение максимального коэффициента смещения аналитическим путем весьма сложно. Поэтому выполняют проверочный расчет (на отсутствие заострения) толщины зуба s_a по окружности вершин, которая должна удовлетворить неравенству

$$s_a \geq 0,2m.$$

В проектируемой передаче колеса с $z < z_{\min}$ могут быть только положительными, колеса с $z = z_{\min}$ могут быть нулевыми или положительными, колеса с $z > z_{\min}$ могут быть положительными, нулевыми и даже отрицательными. Из комбинаций различного вида колес можно составлять положительные, нулевые и отрицательные передачи.

При выборе коэффициентов смещения для колес с $z < z_{\min}$ главным критерием является отсутствие подреза ножек зубьев, следовательно, коэффициенты смещения следует выбирать с некоторым запасом по отношению к минимально допустимым

$$x_1 > x_{1 \min}; \quad x_2 > x_{2 \min}. \quad (4.7)$$

Увеличение расчетных коэффициентов смещения по отношению к минимальным улучшает эксплуатационные качества зубчатой передачи, но при этом коэффициент перекрытия ε_α может стать меньше допустимого, и произойдет заострение головок зубьев. Необходимо проверить зубья колес на заострение, передачу в целом – на минимально допустимый коэффициент перекрытия и на отсутствие заклинивания.

4.1.4 Порядок геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи

Существует два варианта геометрического расчета: при свободном выборе межосевого расстояния и при заданном межосевом расстоянии передачи. Для прямозубых и косозубых передач варианты расчетов не имеют принципиальных различий. В настоящем пособии рассматривается порядок расчета зубчатых передач внешнего зацепления при свободном выборе межосевого расстояния.

Исходные данные: по реечному инструменту – α , h_a^* , c^* , m , β ; долбяку – α , h_a^* , c^* , m ; число зубьев инструмента $z_{\text{и}}$; по передаче – числа зубьев колес z_1 и z_2 .

Расчет производим в следующей последовательности:

1) Определяем параметры исходного контура инструмента, по формулам (4.1) – (4.2), если $\beta \neq 0$. Угол β выбираем в пределах $8 \dots 35^\circ$ (чаще от 8 до 15°).

2) Определяем минимальное число зубьев z_{min} по формуле (4.4) для прямозубых и по формуле (4.6) и таблице 4.1 для косозубых колес.

3) Определяем минимальный коэффициент смещения x_{min} по формуле (4.3) для прямозубых и по формуле (4.5) для косозубых колес.

4) Определяем расчетные коэффициенты смещения x_1, x_2 по формуле (4.7), либо по таблицам [4, с. 183-184], либо по блокирующим контурам [3]. В таблице 4.1 приводятся формулы для расчета прямозубых колес. Для косозубых колес применяются те же формулы, но параметры берутся для торцового сечения (для исходного контура $m_t, \alpha_t, h_{at}^*, c_t^*$).

5) Находим угол зацепления α_w (таблица 4.1) по значению $\text{inv } \alpha_w$ в таблице 4.2 инволютных функций. Коэффициенты x_1 и x_2 подставляем в формулы со своими знаками.

6) Определяем воспринимаемое смещение, которое может быть положительным, отрицательным и равным нулю. Коэффициент уравнивающего смещения Δu всегда положителен при нарезании колес реечным инструментом.

7) Для нулевого и равносмещенного зацеплений

$$a_w = a; \alpha_w = \alpha = 20^\circ, a_w = a; \alpha_w = \alpha = 20^\circ.$$

8) При расчете толщины зуба по окружности вершин значения $\text{inv } \alpha_{a_{1,2}}$ находим по соответствующим углам $\alpha_{a_{1,2}}$ из таблицы 4.2 инволютных функций. Указанным расчетом выполняется проверка на отсутствие заострения зубьев по ГОСТ 16530-83: $s_{a_{1,2}} \geq 0,2m$. Если $s_{a_{1,2}} < 0,2m$, то следует уменьшить x_1 и x_2 и расчет произвести снова.

9) Расчетный коэффициент перекрытия ε_α должен удовлетворять условию $\varepsilon_\alpha \geq \varepsilon_{\alpha \text{ доп}}$, где $\varepsilon_{\alpha \text{ доп}} = 1,1$ прямозубой передачи. Если $\varepsilon_\alpha \leq 1$, то следует уменьшить x_1 и x_2 и расчет произвести снова. Теоретическим максимальным пределом ε_α для прямозубых колес при $\alpha = 20^\circ, h_a^* = 1$ яв-

ляется $\varepsilon_{\alpha \text{ пред}} = 1,98$ (предельное реечное зацепление). В реальных зубчатых передачах ε_{α} всегда меньше предельного.

Таблица 4.1 – Основные параметры зубчатых колес и передач

Параметр	Колесо внешнего зацепления
Коэффициент суммы смещений x_{Σ}	$x_{\Sigma} = x_1 + x_2$
Угол зацепления прямозубой передачи α_w	$\text{inv } \alpha_w = \frac{2x_{\Sigma} \cdot \text{tg } \alpha}{z_1 + z_2} + \text{inv } \alpha$
Радиус делительной окружности r	$r_{1,2} = m \cdot z_{1,2} / 2$
Радиус основной окружности r_b	$r_{b1,2} = r_{1,2} \cdot \cos \alpha$
Делительное межосевое расстояние a	$a = 0,5m \cdot (z_1 + z_2)$
Начальное межосевое расстояние a_w	$a_w = a + y \cdot m = a \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_w$
Коэффициент воспринимаемого смещения y	$y = x_{\Sigma} - \Delta y = (a_w - a) / m$
Коэффициент уравнивающего смещения	$\Delta y = x_{\Sigma} - y$
Радиус начальной окружности шестерни	$r_{w1} = a_w / (u_{12} + 1) = a_w / (z_2 / z_1 + 1)$
Радиус начальной окружности колеса r_{w2}	$r_{w2} = a_w \cdot u_{12} / (u_{12} + 1) = a_w \cdot z_2 / (z_2 + z_1)$
Радиус окружности впадин r_f	$r_{f1,2} = r_{1,2} - 2 \cdot (h_a^* + c^* + x_{1,2}) \cdot m$
Высота зуба h	$h = (2h_a^* + c^* - \Delta y) \cdot m$
Радиус окружности вершин r_a	$r_{a1,2} = r_{f1,2} + h$
Шаг по делительной окружности p	$p = \pi \cdot m$
Угловой шаг τ	$\tau_{1,2} = 2\pi / z_{1,2}$
Толщина зуба по делительной окружности s	$s_{1,2} = (0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x_{1,2} \cdot \text{tg } \alpha) \cdot m$
Угол профиля зуба на окружности вершин α_a	$\alpha_{a1,2} = \arccos (r_{b1,2} / r_{a1,2})$
Толщина зубьев по окружности вершин s_a (проверка на заострение)	$s_{a1,2} = 2 \cdot r_{a1,2} \cdot \left(\frac{s_{1,2}}{2 \cdot r_{1,2}} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{a1,2} \right)$
Длина линии зацепления g	$g = \rho_{\Sigma} = a_w \cdot \sin \alpha_w$
Длина активной линии зацепления g_{α}	$g_{\alpha} = r_{b1} \cdot \text{tg } \alpha_{a1} + r_{b2} \cdot \text{tg } \alpha_{a2} - g$
Коэффициент перекрытия ε_{α}	$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1 (\text{tg } \alpha_{a1} - \text{tg } \alpha_w) + z_2 (\text{tg } \alpha_{a2} - \text{tg } \alpha_w)}{2\pi}$

Таблица 4.2 – Значения инволютных функций

Угол градусы	минуты					
	0	10	20	30	40	50
15	0,0061498	0,0063611	0,0065773	0,0067985	0,0070248	0,0072561
16	0,007493	0,007735	0,007982	0,008234	0,008492	0,008756
17	0,009025	0,009299	0,009580	0,009866	0,010158	0,010456
18	0,010760	0,011071	0,011387	0,011709	0,012038	0,012373
19	0,012715	0,013063	0,013418	0,013779	0,014148	0,014523
20	0,014904	0,015293	0,015689	0,016092	0,016502	0,016920
21	0,017345	0,017777	0,018217	0,018665	0,019120	0,019583
22	0,020054	0,020533	0,021019	0,021514	0,022018	0,022529
23	0,023049	0,023577	0,024114	0,024660	0,025214	0,025778
24	0,026350	0,026931	0,027521	0,028121	0,028729	0,029348
25	0,029975	0,030613	0,031260	0,031917	0,032583	0,033260
26	0,033947	0,034644	0,035352	0,036069	0,036798	0,037537
27	0,038287	0,039047	0,039819	0,040602	0,041395	0,042201
28	0,043017	0,043845	0,044685	0,045537	0,046400	0,047276
29	0,048164	0,049063	0,049976	0,050901	0,051838	0,052788
30	0,053751	0,054728	0,055717	0,056720	0,057736	0,058765
31	0,059809	0,060866	0,061937	0,063022	0,064122	0,065236
32	0,066364	0,067507	0,068665	0,069838	0,071026	0,072230
33	0,073449	0,074684	0,075934	0,077200	0,078483	0,079781
34	0,081097	0,082428	0,083777	0,085142	0,086525	0,087925
35	0,089342	0,090777	0,092230	0,093701	0,095190	0,096698
36	0,09822	0,09977	0,10133	0,10292	0,10452	0,10614
37	0,10778	0,10944	0,11113	0,11283	0,11455	0,11630
38	0,11806	0,11985	0,12165	0,12348	0,12534	0,12721
39	0,12911	0,13102	0,13297	0,13493	0,13692	0,13893
40	0,14097	0,14303	0,14511	0,14722	0,14936	0,15152
41	0,15370	0,15591	0,15815	0,16041	0,16270	0,16502
42	0,16737	0,16974	0,17214	0,17457	0,17702	0,17951
43	0,18202	0,18457	0,18714	0,18975	0,19238	0,19505
44	0,19774	0,20047	0,20323	0,20603	0,20885	0,21171
45	0,21460	0,21753	0,22049	0,22348	0,22651	0,22958
46	0,23268	0,23582	0,23899	0,24220	0,24545	0,24874
47	0,25206	0,25543	0,25883	0,26228	0,26576	0,26929
48	0,27285	0,27646	0,28012	0,28381	0,28755	0,29133
49	0,29516	0,29903	0,30295	0,30691	0,31092	0,31498
50	0,31909	0,32324	0,32745	0,33171	0,33601	0,34037
51	0,34478	0,34924	0,35376	0,35833	0,36295	0,36763
52	0,37237	0,37716	0,38202	0,38693	0,39190	0,39693
53	0,40202	0,40717	0,41239	0,41767	0,42302	0,42843
54	0,43390	0,43945	0,44506	0,45074	0,45650	0,46232
55	0,46822	0,47419	0,48023	0,48635	0,49255	0,49882

Для косозубой передачи коэффициент перекрытия рассчитывается по формуле

$$\varepsilon_{\text{кос}} = \varepsilon_{\text{прям}} + \frac{b}{t_f} \operatorname{tg} \beta = \frac{z_1(\operatorname{tg} \alpha_{ta_1} - \operatorname{tg} \alpha_{tw}) + z_2(\operatorname{tg} \alpha_{ta_2} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})}{2\pi} + \frac{b}{\pi m_f} \operatorname{tg} \beta,$$

где b – ширина венца зубчатого колеса, $b = \psi m$; $\psi = (0,2 \dots 0,4) \cdot a_w$; ширина шестерни принимается на 3...5 мм больше ширины колеса. Для косозубой передачи $\varepsilon_{\text{кос}} \geq \varepsilon_{\text{доп}}$, где $\varepsilon_{\text{доп}} \geq 1,1 \dots 3,5$. Косозубые колеса позволяют довести коэффициент перекрытия до 9...10, если ширина колеса b значительно превышает радиус r (см. рисунок 4.3).

Коэффициент перекрытия ε_{α} характеризует среднее число пар зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. Для более плавной и спокойной работы передачи значение ε_{α} должно быть возможно большим. Большие коэффициенты перекрытия имеют существенное значение при передаче больших мощностей, когда в косозубой передаче нагрузка распределяется между несколькими парами зубьев. Это позволяет при проектировании выбирать колеса сравнительно малых габаритов.

4.1.5 Построение торцового сечения прямозубой зубчатой передачи внешнего зацепления

Для вычерчивания зубчатой передачи необходимо произвести полный расчет ее геометрии. Исходными данными для расчета являются величины: z_1 , z_2 , m , β и выбранные коэффициенты смещения x_1 и x_2 .

Построение зубчатой передачи удобно производить в следующем порядке:

1) Построим межосевую линию (рисунок 4.5) зубчатой передачи и отложим на ней **межосевое расстояние** a_w в виде отрезка O_1O_2 ;

2) Вычертим **делительные** (r_1, r_2), **основные** (r_{b_1}, r_{b_2}), **начальные** (r_{w_1}, r_{w_2}) **окружности**, а также **окружности вершин** (r_{a_1}, r_{a_2}) и **впадин** (r_{f_1}, r_{f_2}) обоих зубчатых колес. **Начальные** окружности должны касаться друг друга в полюсе (P) зацепления. Расстояние между делительными окружностями по межосевой линии равно величине **воспринимаемого смещения** $y \cdot m$. В нулевом и равносмещенном зацеплениях $y \cdot m = 0$. Расстояние между окружностью вершин одного колеса и впадин другого, измеренное по межосевой линии, должно быть равно величине **радиального зазора** $c = c^* \cdot m$.

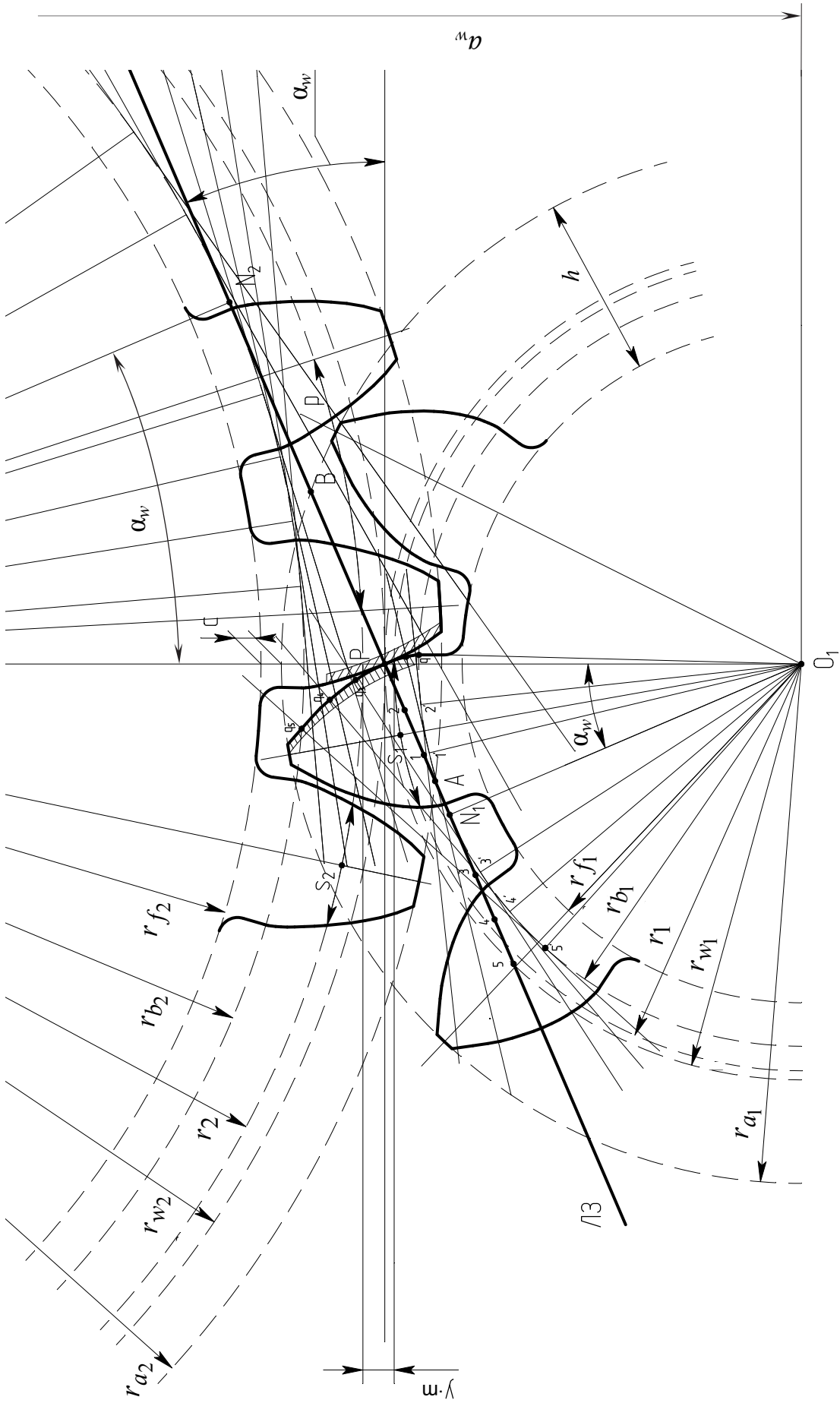


Рисунок 4.5 – Эвольвентная зубчатая передача внешнего зацепления

Масштаб μ_l построения зацепления выбираем таким, чтобы высота зуба h на чертеже была не менее 50 мм,

$$\mu_l = a_w / (O_1O_2),$$

где a_w – расчетное значение межосевого расстояния, м; O_1O_2 – значение отрезка, изображающего a_w на чертеже, мм (выбирается произвольно).

3) Через полюс P зацепления касательно к основным окружностям колес (точки касания N_1 и N_2) проводим линию зацепления. Линия зацепления образует с касательной, проведенной через точку P к начальным окружностям, *угол зацепления* α_w . Отрезок N_1N_2 называется *теоретической линией зацепления*. На линии зацепления отметим *активную (рабочую) линию зацепления* AB . Она находится между точками A и B – точками пересечения линии зацепления с окружностями вершин обоих колес. При указанных направлениях вращения колес точка A – точка входа в зацепление, точка B – точка выхода из зацепления.

На каждом колесе строим профили трех зубьев для выявления полной картины зацепления. При перекачивании линии зацепления по основным окружностям без скольжения точка P опишет *эвольвенты*.

4) Правый профиль зуба первого колеса строим следующим образом. Из точки N_1 радиусом N_1P проводим дугу до пересечения в точке q с основной окружностью. Отрезок N_1P делим на несколько равных между собой частей (например, на четыре части: $cP = cd = de = eN_1$). На линии PN_1 слева от точки N_1 откладываем несколько таких же отрезков ($N_1f = fg = eN_1$). Дугу N_1q также делим на четыре равные между собой дуги ($q1 = 12 = 23 = 3N_1 = N_14 = 45$ и т. д.). Соединяем точки 1, 2, 3... с центром O_1 . В точках 1, 2, 3... проводим касательные к основной окружности (они перпендикулярны к радиусам O_11 ; O_12 ; O_13 и т. д.). На касательных откладываем отрезки соответственно: $1q_1 = cP$; $2q_2 = dP$; $3q_3 = eP$ и т. д. Соединяя последовательно точки $q, q_1, q_2, q_3, P, q_4, q_5, \dots$ плавной кривой, получим эвольвенту правого профиля зуба первого колеса. Аналогично строим эвольвентный профиль зуба второго колеса. Здесь отрезок PN_2 делим на несколько равных частей.

5) Для построения эвольвенты левого профиля зуба колеса I отложим расчетную *толщину зуба* s_1 по делительной окружности, поделим ее пополам и точку деления (на рис. 4.5 не показана) соединим с точкой O_1 , получим ось симметрии зуба. Вырезаем из ватмана (или кальки) шаблон половины зуба, который используем для построения остальных зубьев первого колеса.

Профили двух других зубьев первого колеса располагаем влево и вправо от построенного зуба на расстоянии *шага* $p = \pi t$, который откладывается по делительной окружности. Таким образом, профиль зуба очерчен по *эвольвенте* только между основной окружностью (радиусом r_b) и окружностью (радиусом r_a) вершин.

Переходную часть профиля зуба (т.е. участок между основной окружностью и окружностью впадин) строим упрощенно: прочерчиваем радиальную прямую (точку q соединяем с точкой O_1) и в месте пересечения ее с окружностью впадин делаем *скругление (галтель)* радиусом $\rho_f = 0,38t$.

На *сопряженных* (контактирующих) *профилях* зубьев, касающихся в точке P , должны быть отмечены *рабочие участки*, т. е. те части профилей, которые контактируют в процессе зацепления. Верхние точки рабочих участков лежат на окружностях вершин (a_1, a_2). Для нахождения нижних точек (b_1, b_2) этих участков следует из центров O_1 и O_2 соответственно радиусами O_1A и O_2B сделать засечки на сопряженных профилях. Сопряженные профили перекатываются друг по другу со скольжением, поэтому длины их рабочих участков различны. Рабочие участки заштрихованы.

На рабочем зацеплении должны быть вычерчены дуги зацепления, которые обычно отмечаются по начальным окружностям. *Дуга зацепления* – это путь, проходимый рабочим профилем зуба одного колеса от точки A входа в зацепление до точки B – выхода из него (см. рисунок 4.5), измеренный по дуге начальной окружности. Построение дуги зацепления производим следующим образом. Через крайние точки a_1 и b_1 рабочего участка профиля зуба первого колеса проводим в направлении вогнутости нормали к этому профилю (они являются касательными к основной окружности первого колеса). Находим точки a и b пересечения этих нормалей с начальной окружностью первого колеса. Дуга ab является дугой зацепления на начальной окружности первого колеса. Аналогичным построением находим дугу зацепления kl на начальной окружности второго колеса. Так как начальные окружности перекатываются друг по другу без скольжения, то дуги зацепления для обоих колес равны между собой.

Вследствие относительного скольжения рабочих участков профилей зубьев происходит процесс их изнашивания. Износ приводит к искажению поверхностей и, следовательно, к появлению дополнительных динамических нагрузок и шума. Характеристикой износа являются *коэффициенты относительного скольжения* λ_1 и λ_2 , которые определяются по формулам

$$\lambda_1 = 1 + u_{21} - l \cdot u_{21}/x;$$

$$\lambda_2 = 1 + u_{12} - l \cdot u_{12} / (l - x),$$

где $l = N_1N_2$ – длина теоретической линии зацепления, мм; x – переменное расстояние от точки N_1 до текущей точки контакта профилей зубьев, мм; u_{12} и u_{21} – передаточные отношения:

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1, \quad u_{21} = \omega_2 / \omega_1 = z_1 / z_2 = 1 / u_{12}.$$

Подсчитываем величины λ_1 и λ_2 в точках N_1, A, P, B и N_2 контакта сопряженных профилей и откладываем их по оси ординат, затем строим диаграмму относительных скольжений в прямоугольной системе координат.

Расчетный **коэффициент перекрытия** ε_α сравнивается с практически полученным ε'_α , значение которого определяется из выражения

$$\varepsilon'_\alpha = \frac{AB}{p \cdot \cos \alpha},$$

где AB – длина активной линии зацепления; $p_b = p \cdot \cos \alpha$ – шаг по основной окружности определяются непосредственно из чертежа рабочего зацепления, мм.

На чертеже рабочего зацепления должны быть обязательно указаны: радиусы начальных, делительных, основных окружностей, окружностей вершин и впадин, шаг и толщина зубьев по делительным окружностям, высота зубьев, межосевое расстояние, воспринимаемое смещение, угол зацепления (α_w), радиальный зазор, положение профилей в точках начала и конца зацепления, дуги зацепления по начальным окружностям и масштаб построения.

Оформление чертежа показано на рисунке 4.5.

4.1.6 Пример расчета

Исходные данные: по инструменту $m = 10$ мм; $\alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1,0$; $c^* = 0,25$; по колесам с числами зубьев $z_1 = 14$; $z_2 = 18$.

1) Минимальные значения коэффициентов смещения (из условия отсутствия подреза ножек зубьев)

$$x_{1 \min} = \frac{z_{\min} - z_1}{z_{\min}} \cdot h_a^* = \frac{17 - 14}{17} \cdot 1 = 0,17647;$$

$$x_{2 \min} = \frac{z_{\min} - z_2}{z_{\min}} \cdot h_a^* = \frac{17 - 18}{17} \cdot 1 = -0,05882.$$

Принимаем $x_1 = 0,2$; $x_2 = 0$.

2) Угол зацепления

$$\operatorname{inv}\alpha_w = \operatorname{inv}\alpha + \frac{2 \cdot (x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \cdot \operatorname{tg}\alpha = 0,01490 + \frac{2 \cdot (0,2 + 0)}{14 + 18} \cdot 0,36397 = 0,01944,$$

по таблице 4.2 инволютных функций находим угол $\alpha_w = 21^\circ 50' = 21,83^\circ$.

3) Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right) = \frac{14 + 18}{2} \cdot \left(\frac{0,93969}{0,92829} - 1 \right) = 0,19648.$$

4) Коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = (x_1 + x_2) - y = (0,2 + 0) - 0,19648 = 0,00352.$$

5) Межосевое расстояние, мм:

$$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{10 \cdot (14 + 18)}{2} \cdot \frac{0,94}{0,93} = 161,95.$$

6) Радиусы делительных окружностей, мм:

$$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} = \frac{10 \cdot 14}{2} = 70; \quad r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{10 \cdot 18}{2} = 90.$$

7) Радиусы основных окружностей, мм:

$$r_{b1} = \frac{m \cdot z_1}{2} \cdot \cos \alpha = \frac{10 \cdot 14}{2} \cdot 0,94 = 65,8;$$
$$r_{b2} = \frac{m \cdot z_2}{2} \cdot \cos \alpha = \frac{10 \cdot 18}{2} \cdot 0,94 = 84,6.$$

8) Радиусы окружностей вершин, мм:

$$r_{a1} = m \cdot \left(\frac{z_1}{2} + x_1 + h_a^* - \Delta y \right) = 10 \cdot \left(\frac{14}{2} + 0,2 + 1 - 0,00352 \right) = 81,96;$$

$$r_{a2} = m \cdot \left(\frac{z_2}{2} + x_2 + h_a^* - \Delta y \right) = 10 \cdot \left(\frac{18}{2} + 0 + 1 - 0,00352 \right) = 99,96.$$

9) Радиусы окружностей впадин, мм:

$$r_{f1} = m \cdot \left(\frac{z_1}{2} + x_1 - h_a^* - c^* \right) = 10 \cdot \left(\frac{14}{2} + 0,2 - 1 - 0,25 \right) = 59,50;$$

$$r_{f2} = m \cdot \left(\frac{z_2}{2} + x_2 - h_a^* - c^* \right) = 10 \cdot \left(\frac{18}{2} + 0 - 1 - 0,25 \right) = 77,50.$$

10) Высота зуба, мм:

$$h = m \cdot \left(2 \cdot h_a^* + c^* - \Delta y \right) = 10 \cdot (2 \cdot 1 + 0,25 - 0,00352) = 22,47.$$

11) Толщина зуба по дуге делительной окружности, мм:

$$S_1 = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) = 10 \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,2 \cdot 0,3639 \right) = 17,16.$$

$$S_2 = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) = 10 \left(\frac{\pi}{2} + 0 \right) = 15,7.$$

12) Радиусы начальных окружностей, мм:

$$r_{w1} = \frac{m \cdot z_1}{z_1 + z_2} \cdot \left(\frac{z_1 + z_2}{2} + y \right) = \frac{10 \cdot 14}{14 + 18} \cdot \left(\frac{14 + 18}{2} + 0,19648 \right) = 70,86;$$

$$r_{w2} = \frac{m \cdot z_2}{z_1 + z_2} \cdot \left(\frac{z_1 + z_2}{2} + y \right) = \frac{10 \cdot 18}{14 + 18} \cdot \left(\frac{14 + 18}{2} + 0,19648 \right) = 91,10.$$

Сравним $r_{w1} + r_{w2} = 70,86 + 91,10 = 161,96$ мм с $a_w = 161,96$ мм.

13) Толщина зуба по окружности вершин, мм:

$$S_{a1} = m \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{a1}} \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - z_1 (\operatorname{inv} \alpha_{a1} - \operatorname{inv} \alpha) \right] =$$

$$= 10 \cdot \frac{0,9396}{0,8028} \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,2 \cdot 0,3639 - 14 \cdot (0,1041 - 0,0149) \right] = 5,5;$$

$$S_{a2} = m \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{a2}} \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha - z_2 \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{a2} - \operatorname{inv} \alpha) \right] =$$

$$= 10 \cdot \frac{0,9396}{0,8463} \left[\frac{\pi}{2} + 0 - 18 \cdot (0,0676 - 0,0149) \right] = 6,9.$$

где $\cos \alpha_{a1} = \frac{r_{b1}}{r_{a1}} = \frac{65,8}{81,96} = 0,8028;$ $\alpha_{a1} = \arccos 0,8028 = 36,6^\circ = 36^\circ 36';$

$\cos \alpha_{a2} = \frac{r_{b2}}{r_{a2}} = \frac{84,6}{99,96} = 0,8463;$ $\alpha_{a2} = \arccos 0,8463 = 32,18^\circ = 32^\circ 11'.$

Проверяем на отсутствие заострения головок зубьев колес, мм:

$$s_a > 0,2 \cdot m;$$

$$s_{a1} = 5,5 > 0,2 \cdot m = 0,2 \cdot 10 = 2;$$

$$s_{a2} = 6,9 > 0,2 \cdot m = 0,2 \cdot 10 = 2,$$

следовательно, заострение головок отсутствует.

14) Коэффициент перекрытия

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

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{14}{2\pi}(0,7426 - 0,4006) + \frac{18}{2\pi}(0,6292 - 0,4006) = 1,42,$$

что больше минимально допустимого значения. Следовательно, зубчатая передача будет работать плавно, бесшумно, непрерывно.

Спроектирована неравносмещенная положительная передача, так как

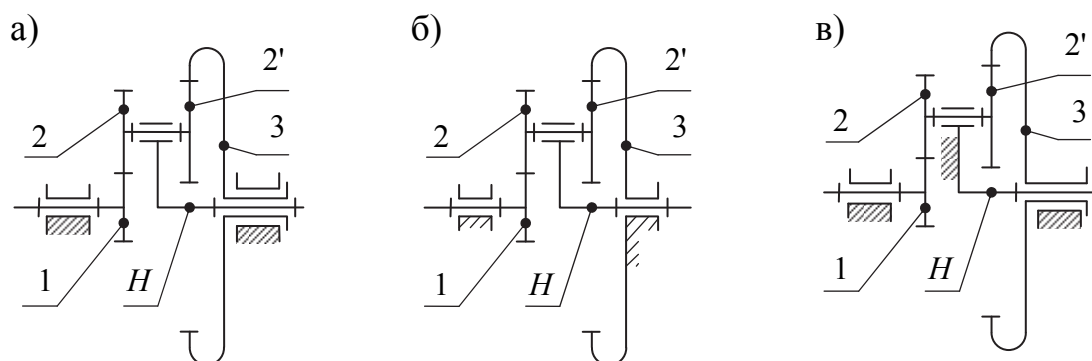
$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0,2 + 0 = 0,2.$$

4.2 Анализ и синтез планетарных механизмов

4.2.1 Общие сведения

При проектировании многих машин и приборов (станков, манипуляторов, летательных аппаратов, тахометров, печатающих устройств ЭВМ и др.) возникает необходимость осуществить передачу вращения с большим передаточным отношением. В таких случаях применяют планетарные зубчатые механизмы, так как использование рядовых зубчатых механизмов приводит к большим габаритам машин. Именно благодаря компактности и малому весу в сравнении с рядовыми зубчатыми механизмами, планетарные механизмы нашли широкое распространение в машиностроении. Планетарные механизмы применяются как в качестве редукторов (понижающие передачи), так и в качестве мультипликаторов (повышающие передачи).

Планетарным зубчатым механизмом называется механизм, состоящий из зубчатых колес и вращающихся звеньев. Зубчатое колесо, ось которого неподвижна, называют **центральной** зубчатой колесом, а зубчатое колесо с перемещающейся осью вращения – **сателлитом**. Звено, в котором помещаются оси сателлитов, называется **водилом** (рисунок 4.6).



1, 2 – центральные колеса; 2-2' – блок сателлитов; Н – водило

Рисунок 4.6 – Схемы механизмов:

а – дифференциального; б – планетарного; в – рядового зубчатого;

Планетарные механизмы подразделяются на планетарные с одной степенью свободы ($W = 1$) и одним опорным звеном и дифференциальные механизмы с двумя и более степенями свободы ($W \geq 2$), не имеющими опорного звена. Обычно у реальных механизмов имеется несколько симметрично расположенных сателлитов k . Их вводят с целью снижения усилий в зацеплениях, разгрузки подшипников центральных колес, улучшения уравновешивания водила, уменьшения габаритов механизма.

Любой планетарный механизм можно превратить в дифференциал, если освободить неподвижное (опорное) колесо и сообщить ему вращение. Наоборот, любой дифференциал можно превратить в планетарный, если закрепить одно из его центральных колес (см. рисунок 4.6). Это свойство обратимости планетарных механизмов позволяет применять одинаковые методы исследования и проектирования для редукторов и дифференциалов.

4.2.2 Анализ планетарных механизмов

Основной кинематической характеристикой планетарного механизма является передаточное отношение u от входного к выходному валу. Оно может быть выражено в виде отношений угловых скоростей (ω), частот вращения (n), чисел зубьев колес (z) и др. Задача определения передаточного отношения планетарного механизма по заданной его схеме, числам зубьев колес и модулю (m) относится к задаче кинематического анализа. Существуют аналитический и графический методы кинематического исследования механизма. Рассмотрим их суть.

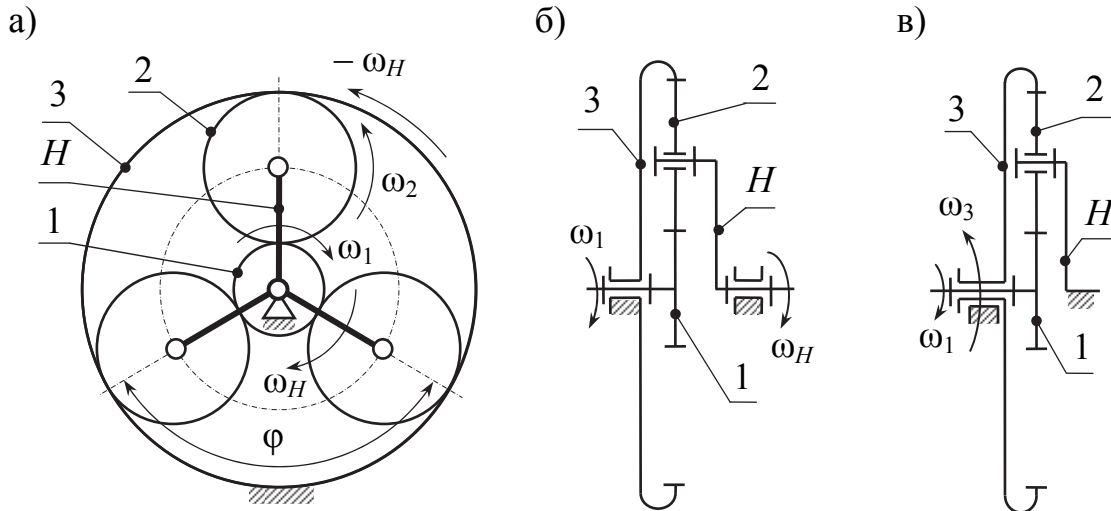
Пусть необходимо определить передаточное отношение u_{1H} планетарного механизма (рисунок 4.7, *a, б*), состоящего из центральных колес 1 и 3, сателлита 2, водила H . Пусть входным (ведущим) является колесо 1, выходным (ведомым) – водило H .

Аналитический метод (метод инверсии) определения передаточного отношения основан на принципе обращения движения и впервые предложен Виллисом. Суть его заключается в следующем: всему механизму придают угловую скорость ($-\omega_H$), в результате чего водило H останавливается, а колесо 3 начинает вращаться с угловой скоростью $-\omega_H$. Получают простой зубчатый механизм с неподвижными осями вращения всех колес (рисунок 4.7, *в*). Это так называемый “обращенный” механизм.

Угловые скорости звеньев “обращенного” механизма будут

$$\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H; \quad \omega_2^H = \omega_2 - \omega_H; \quad \omega_3^H = \omega_3 - \omega_H = -\omega_H,$$

где ω_1^H , ω_2^H , ω_3^H – соответственно угловые скорости звеньев 1, 2, 3 при условно остановленном водиле H , надстрочный индекс указывает на условную неподвижность соответствующего звена.



1 – ведущее центральное колесо; 2 – сателлит; 3 – неподвижное центральное колесо; H – водило

Рисунок 4.7 – Планетарный (а, б) и «обращенный» (в) механизмы:

Колесо 3 в планетарном механизме неподвижно, в «обращенном» оно вращается с угловой скоростью $-\omega_H$. Как и в планетарном механизме, входным звеном «обращенного» механизма является колесо 1.

Составим передаточное отношение u_{13}^H «обращенного» (простого зубчатого) механизма (рис. 4.7, в)

$$u_{13}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - u_{1H}^3,$$

откуда

$$u_{1H} = u_{1H}^3 = 1 - u_{13}^H \quad (4.8)$$

Формула (4.8) является основной формулой подсчета передаточного отношения u_{1H} планетарного механизма с входным колесом и выходным водилом H . Если входным звеном является водило H , то формула (4.8) преобразуется к следующему виду:

$$u_{H1} = \frac{1}{u_{1H}} = \frac{1}{1 - u_{13}^H} = \frac{1}{1 - u_{12}^H \cdot U_{23}^H} = \frac{1}{1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2}} = \frac{z_1}{z_1 + z_3}, \quad (4.9)$$

где u_{H1} – передаточное отношение планетарного механизма с ведущим водилом H и ведомым колесом 1; u_{12}^H и u_{23}^H – передаточные отношения соответственно первой и второй ступеней “обращенного” механизма.

$$u_{12}^H = -z_2 / z_1; \quad u_{23}^H = z_3 / z_2, \quad (4.10)$$

следовательно, $u_{13}^H = u_{12}^H \cdot u_{23}^H = -z_3 / z_1$.

Определяя передаточные отношения по формулам (4.8) и (4.9), необходимо тщательно следить за знаками, помнить, что при внешнем зацеплении (зубчатые колеса 1 и 2) знак передаточного отношения отрицательный (так как колеса 1 и 2 вращаются в разные стороны), при внутреннем (колеса 2 и 3) – положительный (вращаются в одну сторону, формулы (4.10)).

Пользуясь формулами (4.8) и (4.9), можно аналитически определять угловую скорость любого звена механизма. Найдем, например, угловую скорость (ω_2) сателлита 2. Для этого составим передаточное отношение

$$u_{2H} = \omega_2 / \omega_H = 1 - u_{23}^H = 1 - z_3 / z_2,$$

откуда

$$\omega_2 = \omega_H \cdot (1 - z_3 / z_2).$$

Передаточное отношение планетарного механизма зависит не только от числа зубьев, знака их отношения, но и числа ступеней (при остановленном водиле). Поэтому каждая конкретная схема планетарного механизма имеет свое выражение передаточного отношения.

Графический метод определения передаточного отношения планетарного механизма основан на принципе построения треугольников скоростей каждого колеса, для чего необходимо знать скорости двух его точек. Впервые метод был предложен Л.П. Смирновым, и называется методом картин скоростей. Определим передаточное отношение u_{1H} двухрядного планетарного механизма (рисунок 4.8, а) с одним внешним (колеса 1, 2) и одним внутренним (колеса 3, 4) зацеплениями, построив план линейных скоростей механизма. При этом должны быть заданы числа зубьев (z) всех колес механизма, модули зацеплений и угловая скорость (ω_1) входного звена.

Пусть все колеса имеют одинаковый модуль (m). Определяем радиусы делительных окружностей зубчатых колес (полагая колеса нулевыми) по формуле

$$r = m \cdot z / 2.$$

В масштабе μ_l вычерчиваем схему механизма:

$$\mu_l = r_1 / OA,$$

где μ_l – масштабный коэффициент, м/мм; r_1 – радиус делительной окружности зубчатого колеса 1, м; OA – отрезок на чертеже, мм, изображающий радиус делительной окружности колеса 1 (выбирается произвольно).

Справа от схемы механизма проводим вертикальную линию $m - m$, на которую проектируем характерные точки: O – оси вращения колес 1, 4 и водила H ; A и B – полюсы зацеплений колес 1, 2, 3 и 4; C – ось вращения блока сателлитов 2 и 3.

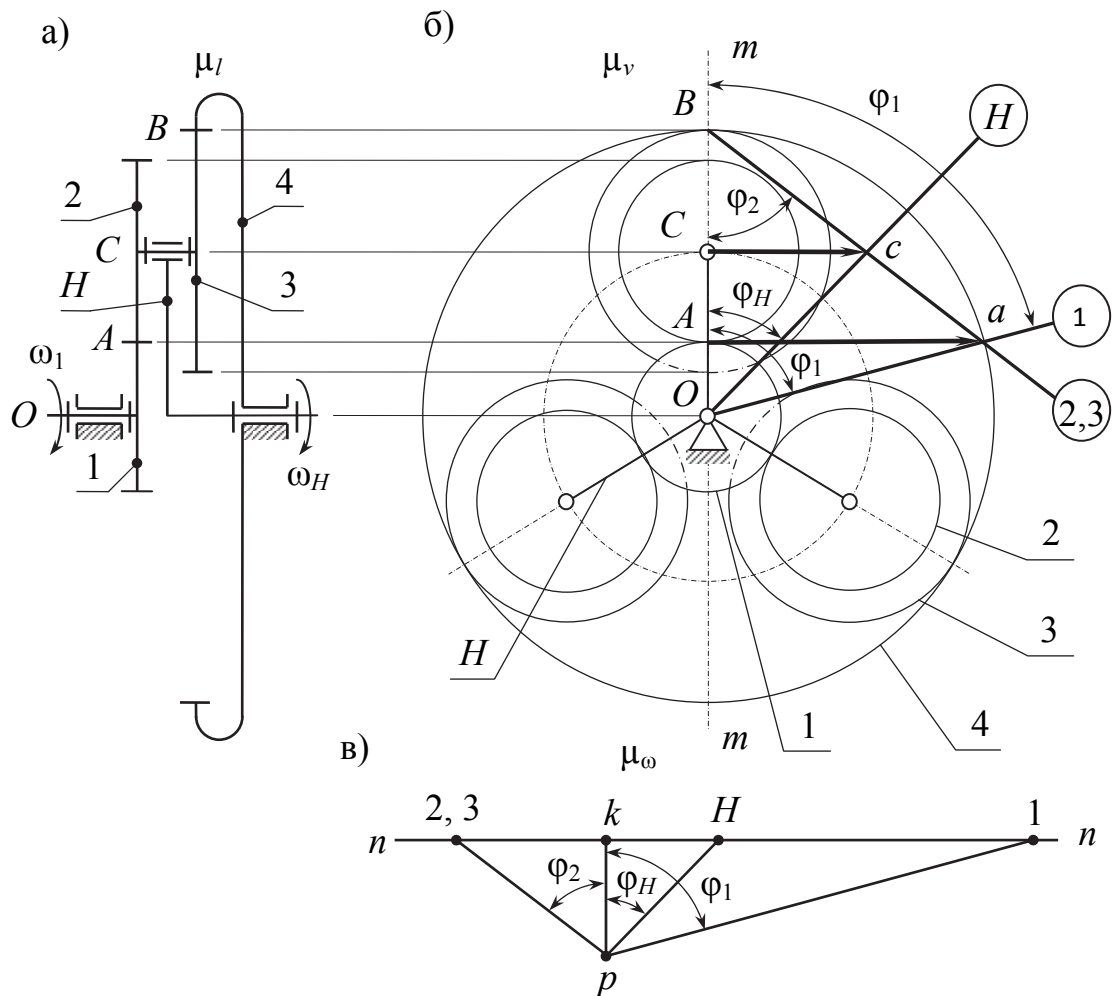


Рисунок 4.8 – Планетарный двухрядный механизм: а – схема механизма; б – план линейных скоростей; в – план угловых скоростей

Строить план скоростей (рисунок 4.8, б) начинают с ведущего звена 1, так как для него известны ω_1 и r_1 .

Определяем значение скорости точки A колеса 1

$$V_{A1} = \omega_1 \cdot r_1 = \omega_1 \cdot mz_1/2 = \omega_1 \cdot (OA) \cdot \mu_l$$

и по горизонтали откладываем выбранный произвольно отрезок Aa (30...80 мм), изображающий скорость \vec{V}_{A1} .

Масштабный коэффициент μ_V плана скоростей подсчитывается по формуле

$$\mu_V = V_{A1}/(Aa).$$

Скорость V_O оси вращения колеса I равна нулю, поэтому, соединив точку a с точкой O , получим треугольник OaA скоростей колеса I (или картину распределения скоростей), а линия Oa – линия распределения скоростей всех точек колеса I . Для блока сателлитов 2 и 3 известны линейные скорости двух точек A и B : в полюсе A зацепления колес 1 и 2 линейные скорости их одинаковы, $V_{A1} = V_{A2}$; в полюсе B линейные скорости колес 3 и 4 тоже одинаковы, $V_{B3} = V_{B4}$ и равны нулю, так как колесо 4 неподвижно (точка B – мгновенный центр скоростей). Соединив точку a с точкой B , получим треугольник ABa изменения скоростей блока сателлитов $2, 3$.

Теперь можно найти скорость оси C сателлитов, спроектировав точку C на линию Ba распределения линейных скоростей. Тогда значение абсолютной скорости точки C $V_C = (Cc) \cdot \mu_V$. Скорость оси C сателлитов $2, 3$ совпадает с линейной скоростью втулки C водила H , то есть $V_{C_{2,3}} = V_{CH}$. Скорость оси вращения O водила $V_{OH} = 0$, поэтому, соединив точки c и O плана скоростей, получим треугольник OCc распределения линейных скоростей водила H .

Угловые скорости (ω) звеньев пропорциональны тангенсам углов наклона линий распределения скоростей к вертикали. Поэтому можно графически определить угловые скорости колес и передаточные отношения

$$\omega_1 = \frac{(Aa) \cdot \mu_V}{(OA) \cdot \mu_l} = \frac{\mu_V}{\mu_l} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1; \quad \omega_2 = \omega_3 = \frac{(Aa) \cdot \mu_V}{(AB) \cdot \mu_l} = \frac{\mu_V}{\mu_l} \cdot \operatorname{tg} \varphi_2;$$

$$\omega_H = \frac{(Cc) \cdot \mu_V}{(CO) \cdot \mu_l} = \frac{\mu_V}{\mu_l} \cdot \operatorname{tg} \varphi_H;$$

$$u_{1H} = \omega_1/\omega_H = \operatorname{tg} \varphi_1/\operatorname{tg} \varphi_H; \quad u_{2H} = \omega_2/\omega_H = \operatorname{tg} \varphi_2/\operatorname{tg} \varphi_H,$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_H$ – углы наклона линий распределения скоростей соответственно звеньев $1, 2$ и H к вертикальной прямой, град.

Знак передаточного отношения (u_{1H}) определяют по знакам углов φ_1 и φ_H . В данном примере эти знаки одинаковы, следовательно, u_{1H} положительно.

Передаточное отношение, угловые скорости звеньев можно определить с помощью плана угловых скоростей. Проводим горизонтальную $n - n$ и вертикальную $k - p$ прямые (см. рисунок 4.8, в), которые пересекаются в точке k . Выбираем произвольный отрезок kp и из полюса p проводим лучи $p - 1; p - H; p - 2,3$, параллельные соответственно отрезкам $Oa,$

Ос, Ва плана линейных скоростей. Отрезки $k - 1$; $k - H$; $k - 2,3$ (на плане угловых скоростей) изображают соответствующие угловые скорости ω_1 , ω_H , $\omega_{2,3}$ в масштабе

$$\mu_\omega = \mu_V / [\mu_l \cdot (pk)],$$

где μ_ω – масштаб плана угловых скоростей, рад/(с·мм); μ_V – масштаб плана линейных скоростей, м/(с·мм); μ_l – масштаб схемы механизма, м/мм; pk – отрезок, выбираемый произвольно, мм.

Построенный план угловых скоростей одновременно является и планом чисел оборотов (n) звеньев. Масштаб для определения чисел оборотов звеньев определяется по формуле

$$\mu_n = 9,55 \cdot \mu_\omega.$$

Угловые скорости, частоты вращения звеньев находятся по формулам

$$\begin{aligned} \omega_1 &= (k - 1) \cdot \mu_\omega; & n_1 &= (k - 1) \cdot \mu_n; \\ \omega_2 = \omega_3 &= (k - 2,3) \cdot \mu_\omega; & n_2 = n_3 &= (k - 2,3) \cdot \mu_n; \\ \omega_H &= (k - H) \cdot \mu_\omega; & n_H &= (k - H) \cdot \mu_n. \end{aligned}$$

Передаточное отношение определяется по формуле

$$u_{1H} = (k - 1) / (k - H).$$

Если отрезки на горизонтальной прямой $n - n$ лежат по одну сторону от перпендикуляра pk , то знак передаточного отношения положительный, если по разные стороны – отрицательный.

4.2.3 Синтез планетарных механизмов

В исходных данных курсовой работы числа зубьев колес планетарного механизма не заданы, их необходимо подобрать на стадии проектирования кинематической схемы. Известными для проектирования величинами являются частоты вращения входного $n_{вх}$ и выходного $n_{вых}$ звеньев, а, следовательно, и передаточное отношение механизма. Поэтому нахождение чисел зубьев колес является задачей неопределенной, допускающей большое число вариантов, на которые накладывается ряд ограничений (условий) [1], рассматриваемых далее.

1) **Условие соосности** входного и выходного валов планетарного механизма (рисунок 4.9) указывает на то, что оба центральных зубчатых колеса 1 и 3 и водило H должны иметь общую геометрическую ось вращения, благодаря чему обеспечивается зацепление сателлитов 2 и $2'$ с центральными колесами 1 и 3 , и $r_H = const$. Условия соосности четырех простейших схем планетарных механизмов приведены в таблице 4.3.

2) **Условие соседства** (условие совместного и симметричного размещения нескольких сателлитов k по общей окружности в одной плоскости) требует, чтобы соседние сателлиты не задевали своими зубьями друг друга. Для этого необходимо назначать число сателлитов k так, чтобы расстояние между осями соседних сателлитов было бы больше диаметра вершин большего из сателлитов 2 или 2' (или соседние сателлиты не касались друг друга окружностями вершин). Для нулевых колес условия соседства приведены в таблице 4.3.

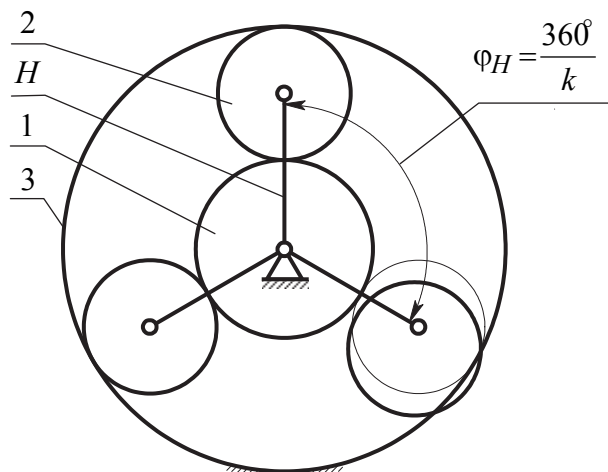


Рисунок 4.9 – К условиям соседства и сборки

Если в механизме $z_2 > z_{2'}$, то в числителе берется $z_c^{\max} = z_2$ (z_c^{\max} – максимальное число зубьев колеса блочного сателлита); если $z_2 < z_{2'}$, то необходимо подставить $z_c^{\max} = z_{2'}$. В знаменателе берется “минус” при внутреннем зацеплении и “плюс” при внешнем зацеплении колес 1 и 2.

Число сателлитов назначают в пределах $k = 2 \dots 5$. При этом необходимо выполнить условие соседства и условие сборки.

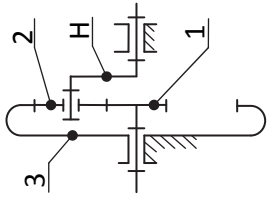
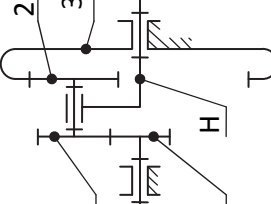
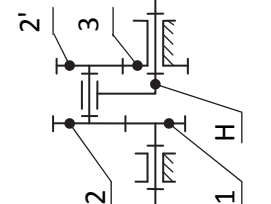
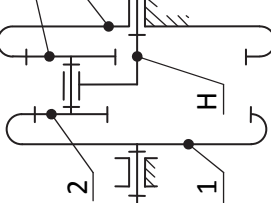
3) **Условие сборки** при равных углах между сателлитами учитывает одновременное зацепление всех сателлитов с центральными колесами 1 и 3 при симметричной геометрии зон зацепления. Математическая запись условия сборки при ведущем колесе 1 и неподвижном колесе 3 представлена в таблице 4.3. Выполнение условия сборки означает следующее: если один из сателлитов свободно устанавливается в вертикальном положении (рисунок 4.9), то все последующие сателлиты будут свободно входить в зацепление с соответствующими колесами в том же положении. Для этого необходимо повернуть водило на угол

$$\varphi_H = \frac{360^\circ}{k}(1 + p \cdot k),$$

где p – число полных поворотов водила H , необходимое для установки всех сателлитов.

При этом полагаем, что у блочных сателлитов (см. таблицу 4.3, графы 3 – 5) зубья колеса 2 определенным образом ориентированы относительно зубьев колеса 2'.

Таблица 4.3 – Характеристики планетарных передач

Характеристики планетарных передач				
1	2	3	4	5
Передаточное отношение: u_{13}^H u_{31}^H u_{1H}^3 u_{3H}^1 $u_{H1}^3 = 1/u_{1H}^3$ $u_{H3}^1 = 1/u_{3H}^1$	$-\frac{z_3}{z_1}; 1,3...8$ $-\frac{z_1}{z_3}; 1,77...0,125$ $1 + \frac{z_3}{z_1}; 2,3...9$ $1 + \frac{z_1}{z_3}; 1,77...1,125$ $\frac{1}{1 + \frac{z_3}{z_1}};$ 0,445...0,111 $\frac{1}{1 + \frac{z_1}{z_3}};$ 0,565...0,888	$-\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}; 1...14$ $-\frac{z_2' \cdot z_1}{z_3 \cdot z_2}; 1...0,071$ $1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}; 2...15$ $1 + \frac{z_2' \cdot z_1}{z_3 \cdot z_2}; 2...1,071$ $\frac{1}{1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}};$ 0,5...0,067 $\frac{1}{1 + \frac{z_2' \cdot z_1}{z_3 \cdot z_2}};$ 0,5...0,933	$\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'};$ $\frac{z_2' \cdot z_1}{z_3 \cdot z_2};$ $1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}; \leq 25$ $1 - \frac{z_2' \cdot z_1}{z_3 \cdot z_2};$ $\frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}};$ До 1600 и более $\frac{1}{1 - \frac{z_2' \cdot z_1}{z_3 \cdot z_2}};$ До 1600 и более	$\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'};$ $\frac{z_2' \cdot z_1}{z_3 \cdot z_2};$ $1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}; \leq 16$ $1 - \frac{z_2' \cdot z_1}{z_3 \cdot z_2};$ $\frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}};$ 31,5...1600 и более $\frac{1}{1 - \frac{z_2' \cdot z_1}{z_3 \cdot z_2}};$ 31,5...1600 и более

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3	4	5
Условие соосности	$z_1 + 2 \cdot z_2 = z_3;$ $r_1 + 2 \cdot r_2 = r_3$	$z_1 + z_2 = z_3 - z_2';$ $r_1 + r_2 = r_3 - r_2'$	$z_1 + z_2 = z_2' + z_3;$ $r_1 + r_2 = r_2' + r_3$	$z_1 - z_2 = z_3 - z_2';$ $r_1 - r_2 = r_3 - r_2'$
Условие соседства	$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_2 + 2 \cdot h_a^*}{z_1 + z_2}$	$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_c^{\max}}{k}$	$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_c^{\max} + 2 \cdot h_a^*}{z_1 + z_2}$	$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_c^{\max} + 2 \cdot h_a^*}{z_1 - z_2}$
Условие сборки	$(z_1 \cdot u_{1H}^3 / k) \cdot (1 + k \cdot p) = B$			
Числа зубьев колес:				
z_1	$C_1 \cdot C_3 \cdot q$	$C_1 \cdot (C_3 - C_2') \cdot q$	$C_1 \cdot (C_3 + C_2') \cdot q$	$C_1 \cdot (C_3 - C_2') \cdot q$
z_2	$C_2 C_3 \cdot q$	$C_2 \cdot (C_3 - C_2') \cdot q$	$C_2 \cdot (C_3 + C_2') \cdot q$	$C_2 \cdot (C_3 - C_2') \cdot q$
z_2'	—	$C_2' \cdot (C_1 + C_2) \cdot q$	$C_2' \cdot (C_1 + C_2) \cdot q$	$C_2' \cdot (C_1 - C_2) \cdot q$
z_3	$C_3(C_1 + 2C_2) \cdot q = C_3^2 \cdot q$	$C_3 \cdot (C_1 + C_2) \cdot q$	$C_3 \cdot (C_1 + C_2) \cdot q$	$C_3 \cdot (C_1 - C_2) \cdot q$
Коэффициент полезного действия:				
η_{13}^H	η^2	η^2		
η_{31}^H				
η_{1H}^3	$1 + \frac{z_3}{z_1 + z_3} \cdot (1 - \eta^2)$	$1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{-z_1 \cdot z_2' + z_2 \cdot z_3} \cdot (1 - \eta^2)$		
η_{3H}^1	$1 - \frac{z_1}{z_1 + z_3} \cdot (1 - \eta^2)$	$1 - \frac{z_1 \cdot z_2'}{z_1 \cdot z_2' + z_2 \cdot z_3} \cdot (1 - \eta^2)$	$1 - \frac{z_1 \cdot z_2'}{z_1 \cdot z_2' - z_2 \cdot z_3} \cdot (1 - \eta^2)$	
η_{H1}^3	$\frac{z_1 + z_3}{z_2 + z_3} \cdot (2 - \eta^2)$	$\left[1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 z_2' + z_2 z_3} \cdot (1 - \eta^2) \right]^{-1}$	$\left[1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_3 - z_1 \cdot z_2'} \cdot (1 - \eta^2) \right]^{-1}$	
η_{H3}^1	$\left[1 + \frac{z_1}{z_1 + z_3} \cdot (1 - \eta^2) \right]^{-1}$	$\left[1 + \frac{z_1 \cdot z_2'}{z_1 z_2' + z_2 z_3} \cdot (1 - \eta^2) \right]^{-1}$	$\left[1 + \frac{z_1 \cdot z_2'}{z_1 \cdot z_2' - z_2 \cdot z_3} \cdot (1 - \eta^2) \right]^{-1}$	
Примечания: k – число сателлитов; p – целое число полных поворотов водила; B – любое целое число				

Если выражение $z_1 \cdot u_{1H} / k$ дает целое число, то расчет сборки не требует дополнительного числа p полных поворотов водила H ($p = 0$) и условие сборки с равными углами между сателлитами примет вид

$$\frac{z_1 \cdot u_{1H}}{k} = B.$$

В этом случае для установки второго сателлита потребуется повернуть водило на угол $\varphi_H = 360^\circ / k$.

При ведущем колесе 3 и неподвижном колесе 1 для схем (см. таблицу 4.3, графы 2 и 3) в условие сборки необходимо вместо u_{1H}^3 и z_1 подставить соответственно u_{3H}^3 и z_3 . При ведущем водиле H и неподвижном колесе 3 (таблица 4.3, графы 2 – 5) необходимо в условие сборки вместо u_{1H}^3 подставить u_{H1}^3 (в знаменатель), а при ведущем водиле H и неподвижном колесе 1 вместо z_1 и u_{1H}^3 соответственно z_3 и u_{H3}^1 .

4) **Условие правильного зацепления** – условие отсутствия заклинивания передачи (при назначенном числе зубьев колес, выполненных без подреза ножки и заострения головок зубьев). Чтобы избежать заклинивания передач внутреннего зацепления, составленных из эвольвентных нулевых колес с прямыми зубьями, необходимо выбирать z_i каждого колеса передачи больше допускаемого минимального z_{\min} . При $\alpha = 20^\circ$ и коэффициенте высоты головки зуба $h_a^* = 1,0$ в передаче внутреннего зацепления колесо с внешними зубьями должно иметь $z_{\min}^{\text{ВН}} \geq 20$, а с внутренними зубьями – $z_{\min}^{\text{ВТ}} \geq 85$; причем для всей передачи разность чисел зубьев сцепляющихся колес $z^{\text{ВТ}} - z^{\text{ВН}} \geq 8$.

Во избежание подреза ножек зубьев эвольвентных нулевых колес в передачах внешнего зацепления при $\alpha = 20^\circ$ и $h_a^* = 1,0$ следует выбирать $z_{\min} \geq 17$.

Заданное передаточное отношение обеспечивается подбором чисел зубьев так, чтобы допустимое отклонение фактического передаточного отношения от заданного не превышало 1...2 %.

Существует несколько методов подбора чисел зубьев. Наиболее распространенным является **метод буквенных сомножителей**, при котором числа зубьев определяются по двум условиям – передаточному отношению и условию соосности, а проверка полученных чисел зубьев – по условиям сборки и соседства.

Суть метода сомножителей рассмотрим на примере планетарного механизма, выполненного по схеме (см. таблицу 3.3, графу 4), с нулевыми колесами. Из уравнения передаточного отношения этой схемы

$$u_{1H}^3 = 1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}$$

находим значение дроби

$$\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'} = 1 - u_{1H}^3 = \frac{M}{N}.$$

Каждое из двух взаимно простых чисел M и N несократимой дроби представляем в виде сомножителей

$$\frac{M}{N} = \frac{C_2 \cdot C_3}{C_1 \cdot C_2'}.$$

В свою очередь, каждое из простых чисел C_i должно быть пропорционально соответствующему числу зубьев z_i . Тогда условие соосности (см. табл. 4.3) можно представить в виде

$$C_1 + C_2 = C_2' + C_3. \quad (4.11)$$

Умножим левую часть тождества (4.11) на $(C_2' + C_3)$, а правую часть – на $(C_1 + C_2)$:

$$(C_1 + C_2) \cdot (C_2' + C_3) = (C_2' + C_3) \cdot (C_1 + C_2).$$

Раскрывая скобки, получим

$$C_1 \cdot (C_2' + C_3) + C_2 \cdot (C_2' + C_3) = C_2' \cdot (C_1 + C_2) + C_3 \cdot (C_1 + C_2).$$

Отсюда следует, что числа зубьев колес будут определяться по выражениям

$$z_1 = C_1 \cdot (C_2' + C_3) \cdot q;$$

$$z_2 = C_2 \cdot (C_2' + C_3) \cdot q;$$

$$z_2' = C_2' \cdot (C_1 + C_2) \cdot q;$$

$$z_3 = C_3 \cdot (C_1 + C_2) \cdot q,$$

где q – любое положительное целое число, вводимое для обеспечения условия правильного зацепления.

Аналогично определяются числа зубьев колес для других схем планетарных механизмов (см. таблицу 4.3).

4.2.4 Пример подбора чисел зубьев планетарного механизма

Необходимо определить z_1, z_2, z_2', z_3 для механизма, выполненного по схеме (см. таблицу 4.3, графу 3), у которого $u_{1H}^3 = 13$, число блоков сателлитов $k = 3$.

Из уравнения передаточного отношения имеем

$$\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'} = u_{1H}^3 - 1 = 13 - 1 = 12.$$

Раскладываем число 12 на сомножители:

$$\frac{C_2 \cdot C_3}{C_1 \cdot C_2'} = \frac{12}{1} = \frac{4 \cdot 3}{1 \cdot 1} = \frac{2 \cdot 6}{1 \cdot 1} = \frac{4 \cdot 6}{1 \cdot 2}.$$

По формулам, приведенным в графе 3 таблицы 4.3, получаем три варианта чисел зубьев колес. Расчет чисел зубьев колес сведен в таблицу 4.4.

По условию правильного зацепления для первого варианта выбираем $q = 9$, для второго варианта – $q = 6$, для третьего варианта – $q = 5$. Наименьшие габариты механизма будут у второго варианта, который далее проверяем по другим условиям.

Таблица 4.4 – Варианты чисел зубьев колес

Число зубьев	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
	$q = 9$	$q = 6$	$q = 5$
z_1	$1 \cdot (3 - 1) \cdot q = 2 \cdot q = 18;$	$1 \cdot (6 - 1) \cdot q = 5 \cdot q = 30;$	$1 \cdot (6 - 2) \cdot q = 4 \cdot q = 20;$
z_2	$4 \cdot (3 - 1) \cdot q = 8 \cdot q = 72;$	$2 \cdot (6 - 1) \cdot q = 10 \cdot q = 60;$	$4 \cdot (6 - 2) \cdot q = 16 \cdot q = 80;$
z_2'	$1 \cdot (1 + 4) \cdot q = 5 \cdot q = 45;$	$1 \cdot (1 + 2) \cdot q = 3 \cdot q = 18;$	$2 \cdot (1 + 4) \cdot q = 10 \cdot q = 50;$
z_3	$3 \cdot (1 + 4) \cdot q = 15 \cdot q = 135;$	$6 \cdot (1 + 2) \cdot q = 18 \cdot q = 108;$	$6 \cdot (1 + 4) \cdot q = 30 \cdot q = 150$

2) Проверяем выбранный вариант по условию сборки

$$B = \frac{z_1 \cdot u_{1H}^3}{k} \cdot (1 + k \cdot p) = \frac{30 \cdot 13}{3} \cdot (1 + 3 \cdot p).$$

Выражение $z_1 \cdot u_{1H}^3 / k = 30 \cdot 13 / 3 = 130$ дает целое число, следовательно, при сборке не требуется дополнительного числа полных оборотов водила ($p = 0$). В этом случае для установки второго сателлита потребуются повернуть водило только на угол

$$\varphi_H = 360^\circ / k = 360^\circ / 3 = 120^\circ.$$

3) Условие соседства сателлитов проверяем по неравенству

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_c^{\max} + 2 \cdot h_a^*}{z_1 + z_2} = \frac{z_2 + 2 \cdot 1}{z_1 + z_2}; \quad \sin \frac{180^\circ}{3} > \frac{60 + 2}{30 + 60}; \quad 0,866 > 0,689.$$

Так как выполнены все условия, принимаем $z_1 = 30$, $z_2 = 60$, $z_2' = 18$, $z_3 = 108$.

Коэффициент полезного действия планетарных передач определяется по следующим формулам:

$$\eta_{IH}^3 = 1 - \left| 1 - u_{H1}^3 \right| \cdot \psi_H; \quad \eta_{H1}^3 = \left[1 + \left| 1 - u_{H1}^3 \right| \cdot \psi_H \right]^{-1},$$

где $\psi_H = 1 - \eta_H$ – коэффициент потерь обращенного механизма; η_H – КПД обращенного механизма.

Для схем планетарных передач, приведенных в таблице 4.3, КПД обращенного механизма равен

$$\eta_H = \eta_{12} \cdot \eta_{2'3} = \eta^2,$$

где η – КПД зубчатого зацепления.

В таблице 4.3 приведены в окончательном виде формулы для определения КПД планетарных передач при различных ведущем и неподвижном звеньях.

4.2.5 Рекомендуемая последовательность проектирования планетарных механизмов

1) Определить общее передаточное отношение зубчатого механизма ($u_{\text{общ}} = n_{\text{вщ}}/n_{\text{вм}}$) и разбить его по ступеням, приняв передаточные отношения внешней и внутренней рядовых зубчатых передач в пределах $u = 1 \dots 3$. Для этого предварительно необходимо выделить в механизме планетарную ступень и простые рядовые ступени передач с внешними и внутренними зацеплениями. Используя рекомендации (см. таблицу 4.3), назначить передаточное отношение планетарной ступени, выбрав одно из центральных зубчатых колес неподвижным.

2) Из выражения передаточного отношения планетарного механизма (см. таблицу 4.3) при выбранном неподвижном звене выделить передаточное отношение обращенного механизма при остановленном водиле, найти его численное значение и разбить на сомножители, используя метод сомножителей.

3) По формулам z_i , приведенным в таблице 4.3, определить числа зубьев всех колес планетарного механизма. При этом необходимо рассмотреть не менее трех вариантов расчета, из них выбрать один вариант – с

наименьшими габаритами. Для этого нужно в пояснительной записке вычертить в масштабе эскизы трех вариантов схем планетарных механизмов.

При выборе чисел зубьев, как планетарного механизма, так и рядовых ступеней с внешними и внутренними зацеплениями необходимо учесть условие правильного зацепления.

4) Проверить выбранный вариант чисел зубьев планетарного механизма по условию соседства и сборки, воспользовавшись формулами (см. таблицу 4.3). Предварительно необходимо назначить число сателлитов в пределах $k = 2 \dots 5$. Если выбранное число сателлитов не удовлетворяет условиям соседства или сборки, необходимо выбрать другое значение k .

5) Вычертить схему всего зубчатого механизма в масштабе, предварительно определив числовые значения радиусов зубчатых колес ($r = m \cdot z/2$).

6) Построить планы линейных и угловых скоростей. Определить угловые скорости звеньев механизма по плану угловых скоростей и аналитическим методом и сравнить. Расхождение не должно превышать 5 %.

5 ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ ПОДГОТОВКИ

Рычажные механизмы

- 1) Что изучает теория механизмов и машин?
- 2) Каково назначение механизма и машины?
- 3) Что называется звеном, какие виды звеньев существуют?
- 4) Как классифицируются кинематические пары?
- 5) Что называется кинематической цепью, механизмом; какие виды их существуют?
- 6) Как определить степень подвижности плоского и пространственного механизмов?
- 7) Что представляют собой избыточные связи?
- 8) Что называется группой Ассура?
- 9) Как образуются механизмы из групп Ассура (синтез механизмов)?
- 10) В чем заключается задача структурного анализа механизма?
- 11) Каковы цель и способы условной замены высших пар низшими?
- 12) Каковы задачи и методы кинематического исследования механизма?
- 13) Как определить крайние положения механизма?
- 14) В чем преимущества и недостатки аналитического и графического методов кинематического анализа?
- 15) Как определяются по величине и направлению нормальные, касательные и кориолисовы ускорения?

- 16) Как определяются по величине и направлению угловые скорости и угловые ускорения звеньев?
- 17) Как, пользуясь теоремой подобия, определить скорость или ускорение заданной точки звена?
- 18) Какие силы возникают в звеньях машин?
- 19) Как определяются силы инерции и моменты пар сил инерции по величине и направлению?
- 20) В чем сущность кинетостатического метода расчета?
- 21) Для какой цели при конструировании необходимо знать реакции в кинематических парах?

Зубчатые механизмы

- 1) Как классифицируют зубчатые колеса, передачи, механизмы?
- 2) Что такое теоретическая и рабочая (активная) линии зацепления, дуга зацепления?
- 3) Как определить точки входа и выхода из зацепления эвольвентных зубчатых профилей, рабочие участки профилей?
- 4) Как определяются основные параметры зубчатого колеса и зубчатого зацепления: модуль, шаг, высота зуба, толщина зуба по делительной окружности, межосевое расстояние?
- 5) Каково назначение основной, делительной, начальной окружностей?
- 6) Что такое станочное зацепление?
- 7) Каковы методы нарезания зубьев зубчатых колес; какие зуборезные инструменты используют при нарезании зубьев?
- 8) В чем причины подрезания ножек зубьев и заострения головок зубьев?
- 9) В чем заключается метод смещения инструмента? Какова цель его применения?
- 10) Какое наименьшее число зубьев может быть нарезано без сдвига режущего инструмента?
- 11) Перечислить качественные показатели зубчатого зацепления. Как они характеризуют работу зубчатой передачи?
- 12) Диаграмма относительного скольжения зубьев. Какая часть зуба изнашивается больше?
- 13) Какие зубчатые механизмы называют рядовыми, какие – планетарными и дифференциальными?
- 14) Какова цель применения метода «обращения движения» при кинематическом анализе планетарных передач?

- 15) Как определяется передаточное отношение рядовых и планетарных механизмов аналитическим и графическим способами?
- 16) Перечислить достоинства и недостатки планетарных механизмов.
- 17) В чем заключаются условия соосности, сборки и соседства?
- 18) Для каких целей применяют планетарные и дифференциальные механизмы?
- 19) Объяснить устройство и работу планетарного механизма.
- 20) Показать высшие и низшие кинематические пары в механизме, определить степень его подвижности.
- 21) Выделить из сложного зубчатого механизма планетарный и рядовой механизмы, разбить общее передаточное отношение на частные.
- 22) Когда передаточное число имеет знак «+», а когда «-»?
- 23) Построить план линейных скоростей зубчатого редуктора.
- 24) Построить план угловых скоростей зубчатого редуктора.

6 ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

6.1 Лабораторная работа 1

СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ И АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: получить навыки структурного анализа наиболее распространенных в технике механизмов; произвести структурный анализ предложенных механизмов.

6.1.1 Основные сведения

6.1.1.1 Классификация кинематических пар

Проектирование новой машины или исследование уже имеющейся приходится начинать с составления кинематической схемы её механизмов. Кинематическая схема изображает механизмы в упрощенном виде. Умение быстро и грамотно составлять кинематическую схему необходимо каждому инженеру. Механизм состоит из подвижных и неподвижных деталей. Деталь или группа деталей, соединенных жестко, называется **звеном**. Неподвижное звено называется **стойкой**.

Первым этапом образования механизма является соединение звеньев в кинематические пары. **Кинематической парой** называется подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев.

Элемент кинематической пары – это совокупность поверхностей, линий и точек звена, входящих в соприкосновение (контакт) с другим звеном пары.

Для того чтобы элементы пары находились в постоянном соприкосновении, пара должна быть замкнута геометрическим (за счет конструктивной формы звеньев) или силовым (силой тяжести, силой упругости пружины, силой давления жидкости или газа) способом.

Кинематические пары во многом определяют работоспособность и надежность механизмов, поскольку через них передаются нагрузки от одного звена к другому, следовательно, элементы пары находятся в напряженном состоянии. В кинематических парах вследствие относительного движения возникает трение, приводящее к изнашиванию элементов пары. Поэтому правильный выбор вида кинематической пары, ее геометрической формы, размеров, конструкционных и смазочных материалов имеет большое значение при проектировании механизмов машин.

Кинематические пары классифицируются:

1) по числу степеней свободы в относительном движении звеньев (классификация Артоболевского);

2) по характеру соприкосновения звеньев – на низшие и высшие (классификация Рело).

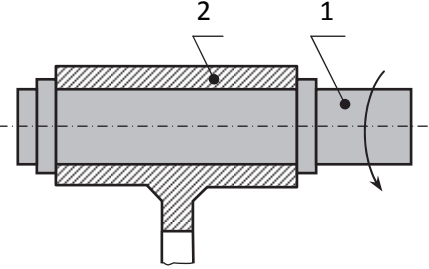
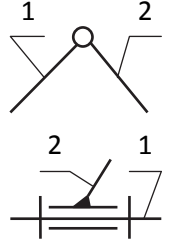
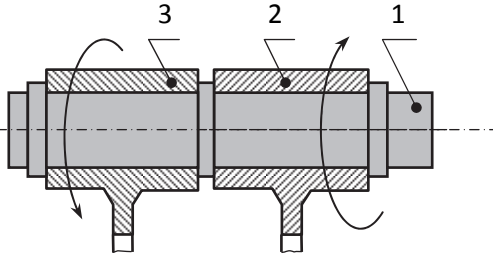
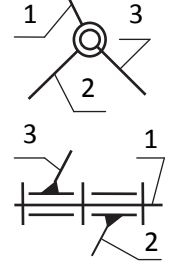
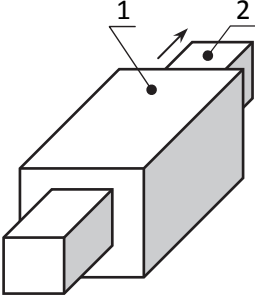
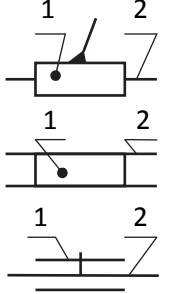
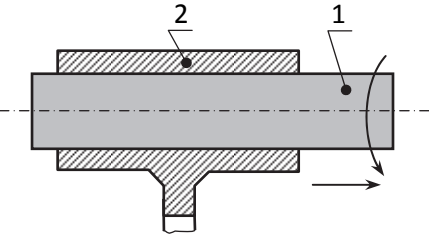
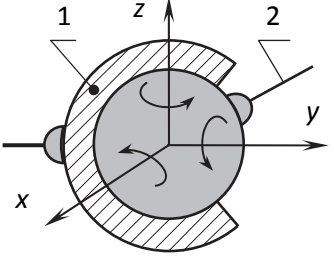
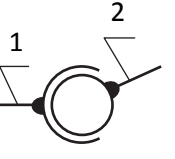
По первой классификации кинематические пары делятся на пять классов. **Класс пары** определяется числом отнятых степеней свободы по формуле

$$S = 6 - H ,$$

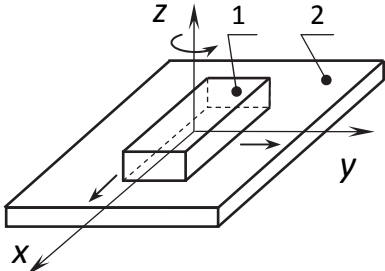
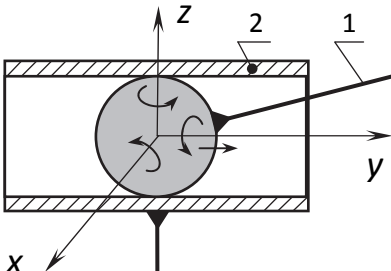
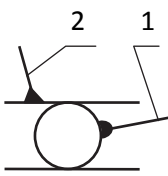
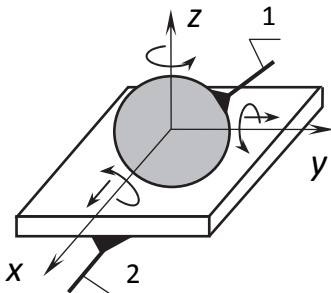
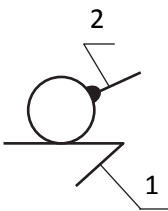
где S – число отнятых степеней свободы звена (число наложенных условий связи); 6 – число степеней свободы звена, свободно движущегося в пространстве; H – число степеней свободы звена в кинематической паре (число возможных простейших движений звена).

Отсюда следует, что пара I класса обладает пятью степенями свободы, пара II класса – четырьмя степенями свободы и т. д. Примеры кинематических пар приведены в таблице 6.1.1.

Таблица 6.1.1 – Классификация кинематических пар

Наименование пары 1	Схема 2	Условное обозначение 3
<p>Вращательная V класса p_5 (цилиндрический шарнир), низшая</p>		
<p>Вращательные V класса p_5 (сдвоенный цилиндрический шарнир), низшая</p>		
<p>Поступательная V класса p_5, низшая</p>		
<p>Цилиндрическая IV класса p_4, низшая</p>		
<p>Сферическая III класса p_3 (сферический шарнир), низшая</p>		

Продолжение таблицы 6.1.1

1	2	3
<p>Плоскостная III класса p_3, низшая</p>		<p>—</p>
<p>II класса p_2, высшая (контакт линейный)</p>		
<p>I класса p_1, высшая (контакт точечный)</p>		

По классификации Рело **низшей кинематической** парой называется такая, в которой соприкосновение звеньев происходит по поверхности или плоскости. Примерами такой пары являются поступательная и вращательная кинематические пары (таблица 6.1.1). **Высшей кинематической парой** называется такая, в которой звенья соприкасаются по линии или в точке. Примеры высших пар приведены в таблице 6.1.1.

Вторым этапом образования механизма является соединение звеньев в кинематические цепи. **Кинематической цепью** называется связанная система звеньев, образующих между собой кинематические пары.

Различают **замкнутые** и **незамкнутые, простые и сложные, плоские и пространственные** кинематические цепи. В замкнутой кинематической цепи имеется хотя бы один замкнутый контур; в *сложной* – каждое звено входит не менее чем в две кинематические пары; *пространственной* цепью называется такая, в которой при закреплении одного из звеньев все остальные движутся в разных плоскостях. В незамкнутой кинематической цепи имеются звенья, входящие только в одну кинематическую пару.

Большинство механизмов машин образовано замкнутыми кинематическими цепями. Манипуляторы промышленных роботов образованы незамкнутыми кинематическими цепями.

Механизм представляет собой кинематическую цепь с одним неподвижным звеном (стойкой).

Механизм – это система твердых тел, предназначенная для преобразования движения одних твердых тел в требуемые движения других тел.

Звено механизма, которому сообщается движение, называется **ведущим**, остальные звенья – **промежуточными**.

Степень подвижности механизма относительно неподвижного звена обозначается W . Для плоских шарнирных механизмов степень подвижности подсчитывается по формуле П.Л. Чебышева

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4, \quad (6.1.1)$$

где n – число подвижных звеньев механизма; p_5 – число кинематических пар V класса; p_4 – число кинематических пар IV класса.

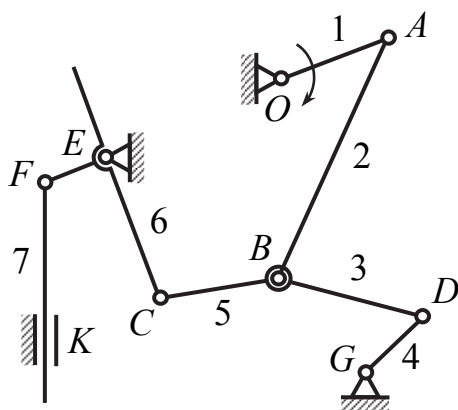


Рисунок 6.1.1 – Схема восьмизвенного рычажного механизма

щего звена.

Звенья рычажного механизма имеют определенные названия и условное изображение на схемах.

Кривошип – звено, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси.

Коромысло – звено, которое может совершать неполный оборот вокруг неподвижной оси.

Шатун – звено, образующее кинематические пары только с подвижными звеньями.

Ползун – звено, образующее поступательную пару со стойкой.

В механизме (рисунок 6.1.1) число подвижных звеньев $n = 7$, число кинематических пар V класса $p_5 = 10$ (9 вращательных и 1 поступательная). В шарнире B соединяются три звена, образуя две кинематические пары (двойной цилиндрический шарнир). Кинематических пар IV класса нет.

Степень подвижности механизма: $W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1$, что свидетельствует о наличии в рассматриваемом механизме **одного** ведущего звена.

Кулиса – звено, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару.

6.1.1.2 Замена высших пар низшими

При классификации механизмов, а также при решении некоторых задач кинематического анализа часто пользуются условной заменой высших пар низшими. Таким путем структурная классификация механизмов с низшими парами может быть распространена на кинематические цепи с высшими парами; при этом упрощается решение кинематической задачи.

При замене высших пар низшими должны быть соблюдены два условия эквивалентности:

1) Заменяющий механизм должен обладать прежней степенью подвижности. Высшая пара четвертого класса p_4 , имеющая две степени подвижности и образованная двумя криволинейными профилями, должна быть заменена двумя низшими кинематическими парами пятого класса p_5 , каждая с одной степенью свободы. В результате такой замены между звеньями, образующими высшую пару, вставляется фиктивное звено, входящее с этими звеньями во вращательные или поступательные кинематические пары.

2) Заменяющий механизм с низшими парами должен иметь такие же мгновенные относительные движения, как и механизм до замены высших пар. Для выполнения этого условия размер фиктивного звена должен быть равен сумме радиусов кривизны профилей, образующих высшую пару. Если один из профилей – прямая линия, то вращательная пара с фиктивным звеном заменяется поступательной.

На рисунке 6.1.2, *a* показана схема механизма с высшей кинематической парой C , образованной звеньями 1 и 2 . Данную схему имеет, например, зубчатый механизм. Степень подвижности данного механизма равна единице:

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

После замены высшей кинематической пары низшими получаем шарнирный четырехзвенник O_1ABO_2 , степень подвижности которого также равна единице:

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Шарниры A и B помещаем в центры кривизны рабочих профилей звеньев 1 и 2 , образующих высшую кинематическую пару C .

На рисунке 6.1.2, б изображена схема кулачкового механизма с плоским толкателем 2, который образует с кулачком высшую кинематическую пару. Степень подвижности кулачкового механизма

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

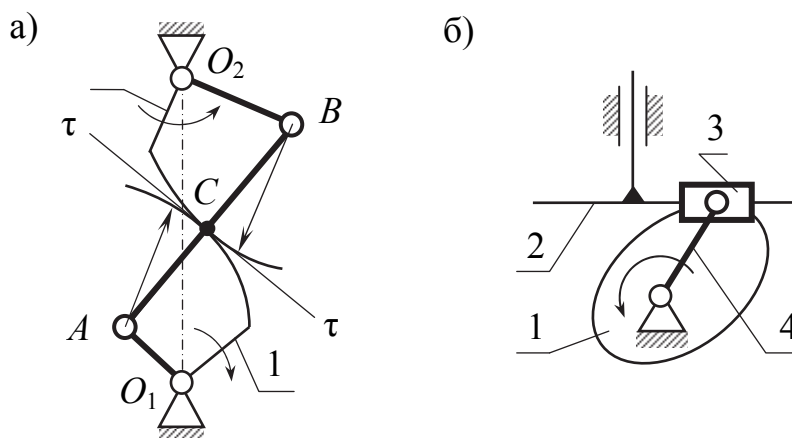


Рисунок 6.1.2 – Механизмы с высшими кинематическими парами

В месте контакта толкателя и кулачка помещаем шарнир (низшую пару) и ползун 3, который со звеном 2 образует поступательную низшую кинематическую пару. Вновь введенный шарнир соединяем звеном 4 с центром вращения кулачка 1. В результате проведенной замены получаем синусный механизм, образованный звеньями 2, 3 и 4. Степень подвижности полученного механизма остается прежней:

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Замена высших кинематических пар низшими парами позволяет распространить методы исследования рычажных механизмов на механизмы с высшими кинематическими парами.

Замену высших пар низшими следует производить лишь в том случае, если при этом задача классификации или кинематического анализа упрощается.

6.1.1.3 Пассивные связи

Кроме связей, активно влияющих на число степеней свободы механизмов (степень подвижности), могут встретиться степени свободы и условия связи, не оказывающие влияния на характер движения механизма в целом. Удаление из механизмов звеньев и кинематических пар, которым принадлежат эти степени свободы и условия связи, может быть сделано без изменения степени подвижности механизмов. Такие степени свободы

называют *лишними степенями свободы*, а связи – *избыточными (пассивными) связями*.

Избыточные связи не изменяют подвижность механизма, только превращают его в статически неопределимую систему. При отсутствии избыточных связей ($q = 0$) сборка механизма происходит без деформации звеньев, которые как бы самоустанавливаются. Поэтому такие механизмы называют *самоустанавливающимися*.

При наличии избыточных связей ($q > 0$) сборка механизма и движение его звеньев становятся возможными только при деформации последних. Поэтому такие механизмы требуют повышенной точности изготовления. В противном случае деформации звеньев при сборке вызывают дополнительное нагружение звеньев и кинематических пар, сверх тех нагрузок, для передачи которых предназначен механизм. Кроме того, трение в кинематических парах может значительно увеличиться и привести к заклиниванию механизма.

В ряде случаев сознательно проектируют механизмы с избыточными связями для решения следующих задач:

- обеспечения требуемой прочности звеньев за счет перераспределения нагрузки;
- получения требуемой жесткости звеньев;
- уменьшения износа элементов кинематических пар;
- получения определенности движения звеньев механизма при прохождении крайних положений.

На рисунке 6.1.3 показана кинематическая цепь, которая в общем случае представляет собой ферму с нулевой подвижностью:

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 0 = 0.$$

При $EF = BC = AD$, $AE = DF$, $EB = FC$ наличие звена 4 не изменяет характера движения шарнирного четырехзвенника $ABCD$. Реально существующий механизм параллельных кривошипов имеет одну степень подвижности, т.е. одно ведущее звено:

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Если из схемы удалить звено 4, то относительное движение остальных звеньев сохранится прежним. Поэтому связи E и F являются избыточными. Звено 4 включено в схему для получения определенности движения

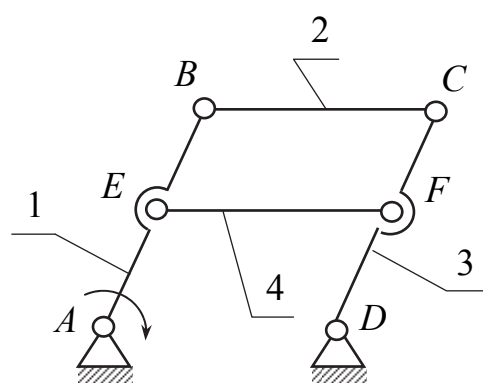


Рисунок 6.1.3 – Механизм параллельных кривошипов

звеньев механизма при прохождении крайних положений (оси подвижных звеньев механизма будут расположены на одной линии, проходящей через точки A и D).

Избыточные связи и лишние степени свободы не следует учитывать при определении числа степеней свободы механизма. Вводят их, чтобы повысить жесткость системы или распределить нагрузку, уменьшить износ элементов кинематических пар или получить определенность движения звеньев.

При подсчете степеней свободы механизма необходимо учитывать возможное присутствие избыточных условий связи.

6.1.1.4 Классификация плоских механизмов по Ассуру-Артоболовскому

Классификация механизмов позволяет разобраться в многообразии существующих механизмов и выбрать, по возможности, общие приемы их исследования.



Рисунок 6.1.4 – Механизм I класса

Ассур исходил из того, что схема любого рычажного механизма может быть получена последовательным присоединением к ведущему звену и стойке групп звеньев с нулевой степенью подвижности. Ведущее звено со стойкой (рисунок 6.1.4) условно названо *механизмом первого класса*. Иногда его называют начальным или основным механизмом. Степень подвижности такого механизма равна единице:

$$W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 - 0 = 1.$$

Начальный механизм, образованный кривошипом и стойкой, представляет собой структурную схему механизмов турбин, генераторов тока и других машин.

Группы звеньев, имеющие нулевую степень подвижности ($W = 0$), называют нулевыми группами Ассура. В группы Ассура входят только низшие кинематические пары, поэтому структурная формула группы Ассура имеет вид

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 = 0,$$

откуда количество звеньев присоединенной группы к механизму I класса

$$n = \frac{2}{3} \cdot p_5.$$

Так как числа звеньев и кинематических пар могут быть только целыми, то в группах Ассурa n должно быть четным, а p_5 – кратным трем (таблица 6.1.2).

Таблица 6.1.2 – Сочетание n и p_5 в группах Ассурa

n	2	4	6	...
p_5	3	6	9	...

Простейшее сочетание чисел звеньев и кинематических пар, имеющее в своем составе два звена и три кинематические пары V класса ($p_5 = 3$), называется группой Ассурa II класса (таблица 6.1.3).

Таблица 6.1.3 – Структурные группы Ассурa

Класс	Порядок	n	p_5	Схема
II	2	2	Три вращательные	
			Две вращательные и одна поступательная	
			Две вращательные и одна поступательная	
			Две вращательные и одна поступательная	
			Одна вращательная и две поступательные	
			Одна вращательная и две поступательные	
III	3	4	Шесть вращательных	
			Пять вращательных и одна поступательная	

Продолжение таблицы 6.1.3

Класс	Порядок	n	p_5	Схема
IV	2	4	Шесть вращательных	
V	3	6	Девять вращательных	

Второе сочетание чисел звеньев и кинематических пар: $n = 4; p_5 = 6$. Для данного сочетания может быть получено два типа кинематических цепей:

- группа Ассура III класса 3-го порядка;
- группа Ассура IV класса 2-го порядка (см. таблицу 6.1.3).

Особенностью группы Ассура III класса 3-го порядка является наличие звена 3 (рисунок 6.1.5), входящего в три кинематические пары, которое называется **базисным звеном**. В состав этой группы Ассура входит трехсторонний замкнутый контур. Группы III класса 3-го порядка называют “**трехповодковыми**” группами или **триадами**.

Особенностью группы Ассура IV класса 2-го порядка является наличие четырехстороннего замкнутого контура, составленного из четырех шарнирно связанных звеньев.

Группы Ассура других классов также приведены в таблице 6.1.3.

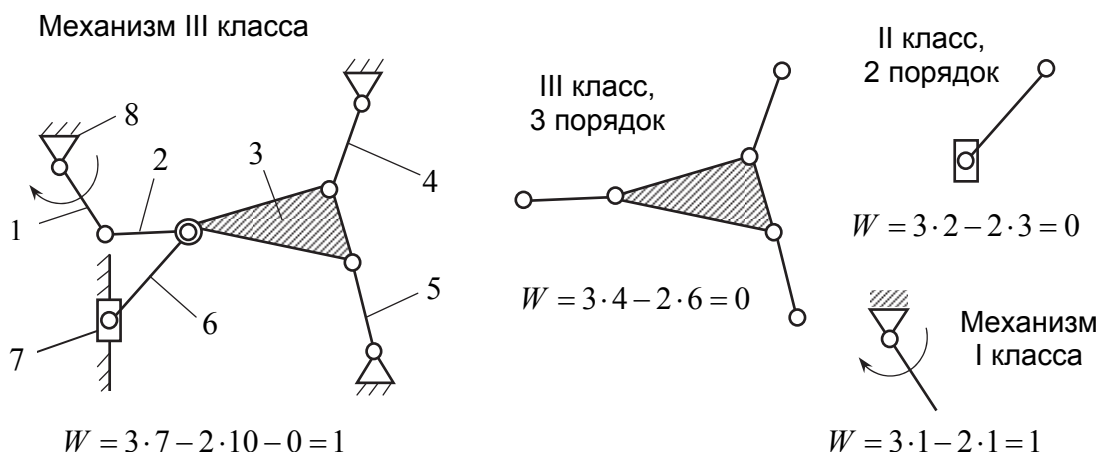


Рисунок 6.1.5 – Определение класса механизма при ведущем звене 1

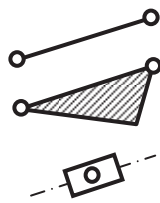
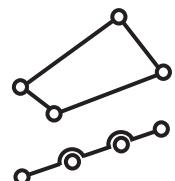
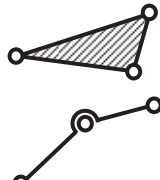
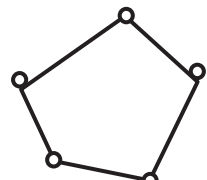
Порядок группы Ассура определяется числом кинематических пар, с помощью которых данная группа Ассура может быть присоединена к ведущему звену, стойке или к ранее присоединенным группам Ассура.

Группы Ассура II класса могут быть только группами 2-го порядка. Группы II класса называются “*двухповодковыми*” группами (по наличию в них двух поводков) или *диадами*. Механизм, в состав которого входят только группы II класса, относится к механизмам II класса.

Класс группы Ассура определяется наивысшим по классу контуром, входящим в группу Ассура.

Класс контура определяется количеством кинематических пар, в которые входят образующие контур звенья. В таблице 6.1.4 приведена классификация контуров II – V классов.

Таблица 6.1.4 – Классификация контуров

Класс контура	Обозначение	Класс контура	Обозначение
II		IV	
III		V	

Класс механизма определяется наивысшим классом группы Ассура, входящей в состав механизма. Механизмы, в состав которых входят группы Ассура, класса не выше третьего, называются *механизмами третьего класса*; не выше четвертого – *механизмами четвертого класса* и т. д.

При рассмотрении последующих сочетаний чисел звеньев и кинематических пар могут быть получены группы Ассура более высоких классов. Анализируя рассмотренные группы Ассура можно сделать вывод, что в состав группы II класса входит контур II класса, в состав группы III класса – контур III класса, группы IV класса – контур IV класса. На практике основное применение получили механизмы I, II и III классов.

Структурный анализ плоских механизмов с низшими парами позволяет определить, из каких структурных групп состоит данный механизм и в каком порядке эти группы присоединились к механизму в процессе его образования. В результате выполненного анализа механизм представляется

как бы разобраным (расчлененным) на отдельные структурные группы, и может быть определен класс механизма.

Задача об определении класса механизма решается в следующей последовательности:

1) Определяется степень подвижности механизма по формуле Чебышева. Устанавливается количество ведущих звеньев.

2) Выбирается ведущее звено (ведущие звенья, если $W > 1$). В качестве ведущих звеньев берутся звенья, совершающие вращательное движение вокруг неподвижной оси (стойки) или возвратно-поступательное движение.

3) Делается попытка отделить от механизма группы Ассура II класса 2-го порядка так, чтобы после ее отделения остался механизм с прежней степенью подвижности. Если это удастся, то продолжается отделение групп Ассура II класса 2-го порядка до тех пор, пока не останется ведущее звено и стойка – механизм I класса.

Отделение групп Ассура начинается с наиболее удаленных от ведущего звена, т.е. в порядке, обратном образованию механизма.

4) Если не удастся отделить от механизма группу Ассура II класса 2-го порядка, то отделяют группу III класса, а затем группы II класса 2-го порядка до тех пор, пока не останется ведущее звено и стойка – механизм I класса.

При отделении групп Ассура необходимо помнить, что каждая кинематическая пара и каждое звено могут входить только в одну группу Ассура.

5) Определяется класс механизма по наивысшему классу группы Ассура, входящей в состав механизма.

6) Записывается **формула строения** механизма в последовательности: механизм I класса, первая группа Ассура, присоединенная к начальному механизму; вторая группа Ассура, присоединенная к образованному механизму, третья и т. д.

Определение класса механизма позволяет выбрать правильный метод кинематического и силового исследования данного механизма, кроме того, разложение кинематической цепи на группы Ассура способствует выявлению пассивных связей.

От выбора ведущего звена зависит класс механизма. С повышением класса механизма усложняются кинематический и силовой анализы механизма. Поэтому необходимо ведущее звено выбирать таким образом, чтобы класс механизма был наименьшим из всех возможных для данной кинематической схемы.

Рычажные механизмы с низшими кинематическими парами находят применение во многих машинах, приборах и устройствах. Положительные качества таких механизмов определяются прежде всего относительной простотой изготовления и долговечностью низших кинематических пар. Звенья, образующие низшую кинематическую пару, соприкасаются по поверхностям. Поверхностный контакт в паре ведет к снижению удельных давлений и, следовательно, к снижению износа поверхностей.

Пример определения класса механизма приведен на рисунке 6.1.5.

Структурная схема данного механизма имеет вид:

$$\frac{I}{1,8} \rightarrow \frac{III}{2,3,4,5} \rightarrow \frac{II}{6,7}$$

Если в качестве ведущего звена выбрать, например, звено 4, то класс механизма изменится (рисунок 6.1.6).

Структурная схема механизма, приведенного на рисунке 6.1.6, имеет вид:

$$\frac{I}{4,8} \rightarrow \frac{II}{3,5} \rightarrow \frac{II}{1,2} \rightarrow \frac{II}{6,7} \quad \text{или} \quad \frac{I}{4,8} \rightarrow \frac{II}{3,5} \rightarrow \frac{II}{6,7} \rightarrow \frac{II}{1,2}$$

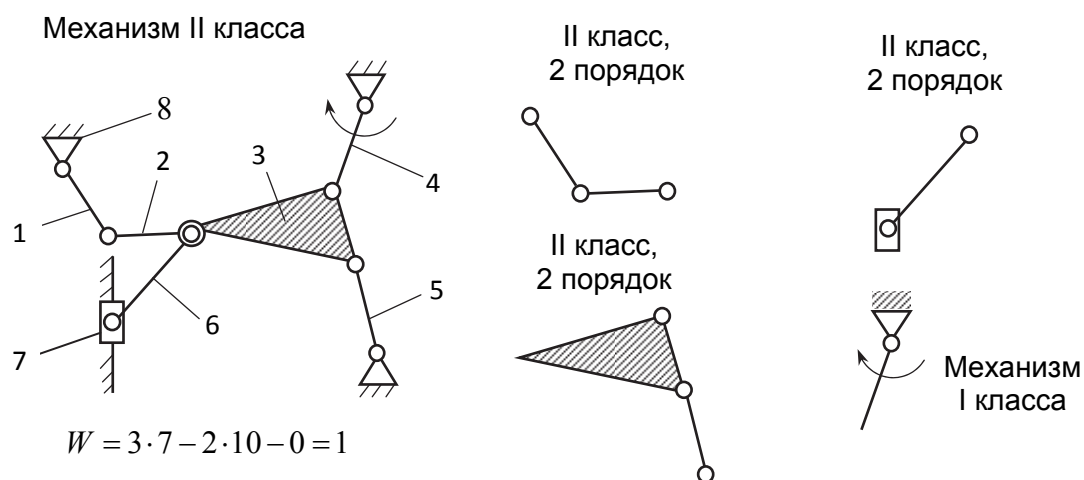


Рисунок 6.1.6 – Определение класса механизма при ведущем звене 4

6.1.2 Оборудование и принадлежности

В лабораторной работе используются макеты и модели машин (двигателя внутреннего сгорания, поперечно-строгального станка, камнедробилки, тестомесильной машины, качающегося конвейера).

6.1.3 Порядок выполнения работы

Работа проводится по двум механизмам.

1) Ознакомиться с механизмом. Медленно вращая ведущее звено механизма, проследить движение остальных звеньев, установить неподвижные звенья. Выбрать положение механизма, при котором лучше всего видно относительное расположение звеньев.

2) Вычертить схему механизма. Пронумеровать все звенья, в том числе и стойку, цифрами в порядке их присоединения к ведущему звену и обозначить буквами кинематические пары. Показать стрелкой направление движения ведущего звена.

3) Определить число степеней свободы (подвижности) механизма по формуле Чебышева (6.1.1). При наличии пассивных связей и лишних степеней свободы показать, в чем они заключаются.

4) Разложить механизм на структурные группы (группы Ассура) и определить класс и порядок каждой группы. Вычертить все группы в отсоединенном виде, как показано на рисунках 6.1.5 и 6.1.6; при определении класса группы руководствоваться таблицей 6.1.2.

5) Определить класс механизма. Записать формулу строения механизма.

6) Прodelать такую же работу с другим механизмом.

7) Оформить отчет о проделанной работе.

6.1.4 Вопросы для самопроверки

- 1) Что называется кинематической парой?
- 2) Как классифицируются кинематические пары?
- 3) Что называется кинематической цепью?
- 4) В чем состоит принцип образования механизмов по Ассуру?
- 5) Что называется механизмом?
- 6) Как заменить высшую пару низшей?
- 7) Как определить класс кинематической пары?
- 8) Как определить степень подвижности механизма?
- 9) Каким условиям должна удовлетворять группа Ассура?
- 10) Что такое «пассивное» звено?
- 11) Как определить класс и порядок групп Ассура?
- 12) Каков порядок разложения механизма на структурные группы?
- 13) Как определяется класс всего механизма?
- 14) В чем состоит цель структурного анализа механизма?

6.2 Лабораторная работа 2

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: изучить принцип работы простых, планетарных и дифференциальных механизмов; выполнить кинематический анализ предложенных планетарных механизмов аналитическим и графическим методами.

6.2.1 Основные сведения

6.2.1.1 Классификация зубчатых механизмов

Зубчатые механизмы классифицируются по следующим признакам:

1) По характеру абсолютного движения зубчатых колес:

- механизмы с неподвижными осями вращения колес, которые называются простыми (или рядовыми) зубчатыми (рисунок 6.2.1, а);
- механизмы планетарные, в состав которых входят сателлиты – зубчатые колеса, имеющие подвижную ось вращения (рисунок 6.2.1, б).

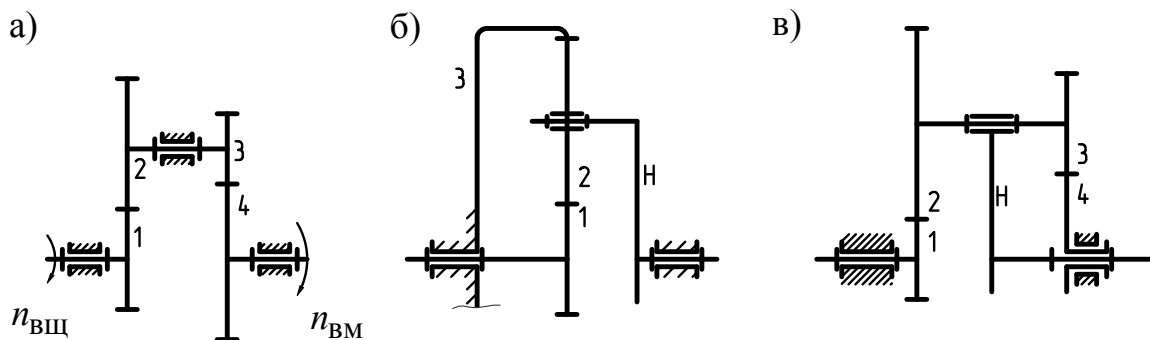


Рисунок 6.2.1 – Зубчатые передачи

2) По назначению:

- силовые передачи, предназначенные для передачи мощности. Габариты колес силовых передач определяют расчетом на прочность и долговечность;

- кинематические передачи (не силовые), выполняющие только кинематические функции и не передающие сколько-нибудь заметной мощности. Габариты таких передач определяют по конструктивным соображениям.

3) По величине передаточного отношения u механизма:

- редукторы – механизмы с постоянным передаточным отношением $|u| > 1$;
- мультипликаторы – механизмы с постоянным передаточным отношением $|u| < 1$;

- коробки передач – зубчатые механизмы, позволяющие сообщать ведомому валу различные угловые скорости при неизменной скорости ведущего вала.

4) По числу степеней свободы:

- механизмы с одной степенью свободы (рисунок 6.2.1, *а, б*) – простые зубчатые и планетарные;
- механизмы с числом степеней свободы больше единицы – дифференциалы (рисунок 6.2.1, *в*).

6.2.1.2 Планетарные механизмы

Планетарными механизмами называются зубчатые механизмы, у которых оси одного или нескольких зубчатых колес перемещаются в пространстве (см. рисунок 6.2.1, *б*). Звено H , вместе с которым перемещается ось зубчатого колеса 2 , называется водилом, колесо 2 – сателлитом, а колеса 1 и 5 – центральными.

Планетарные механизмы с одной степенью свободы (с одним неподвижным зубчатым колесом) называются эпициклическими планетарными механизмами или просто планетарными. Планетарные механизмы с двумя степенями свободы называются планетарными дифференциальными механизмами или просто дифференциальными механизмами (см. рисунок 6.2.1, *в*).

Если закрепить в дифференциальном механизме одно из центральных колес, то получим планетарный механизм. Если в планетарном механизме закрепить водило H , а неподвижное колесо открепить, получим простой зубчатый механизм с неподвижными осями вращения колес.

В планетарном механизме (см. рисунок 6.2.1, *б*) имеем: число подвижных звеньев $n = 3$ (колеса $1, 2$, водило H), число низших вращательных кинематических пар V класса $p_5 = 3$ и число высших кинематических пар IV класса $p_4 = 2$ (зубчатые зацепления). Следовательно, по структурной формуле П.Л. Чебышева степень подвижности рассматриваемого механизма

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4; \quad (6.2.1)$$

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

Это означает, что механизм должен иметь заданным закон движения одного звена, т. е. степень подвижности соответствует количеству ведущих звеньев механизма. Степень подвижности простых зубчатых и дифференциальных механизмов определяется аналогично.

Планетарный зубчатый механизм осуществляет редукцию угловой скорости, т. е. уменьшение скорости ведомого звена по сравнению с веду-

щим, или мультипликацию – увеличение угловой скорости. Механизм соответственно называют редуктором или мультипликатором.

Дифференциальный зубчатый механизм осуществляет сложение угловых скоростей от двух различных источников (двух ведущих звеньев) или разложение скорости, передаваемой от одного ведущего звена, на два ведомых.

Планетарные и дифференциальные механизмы проектируются, как правило, соосными и многосателлитными. Это делается с целью уравнивания сил инерции и разгрузки центральных валов механизма от усилий, при этом уменьшается модуль зацепления и общие габариты редуктора. Такие конструкции компактны, удобны в сборке, бесшумны и надежны в работе. Основное их преимущество заключается в том, что они позволяют осуществлять большие передаточные отношения с меньшими габаритами (меньшим числом колес) и обладают более высоким коэффициентом полезного действия, чем зубчатые механизмы с неподвижными осями колес с теми же передаточными отношениями.

Для осуществления больших передаточных отношений применяются многоступенчатые планетарные механизмы, которые образуются последовательным соединением либо однотипных простейших механизмов (рисунок 6.2.2), либо механизмов разных типов, а также замкнутые дифференциальные механизмы.

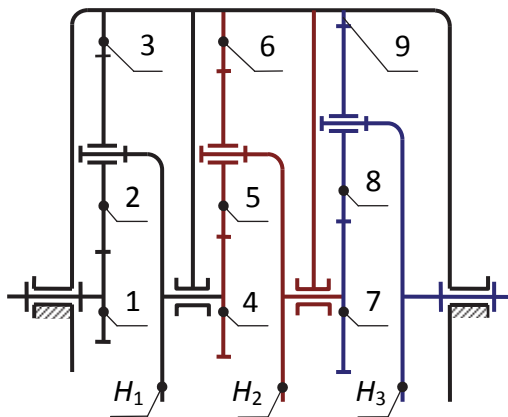


Рисунок 6.2.2 – Многоступенчатый планетарный механизм

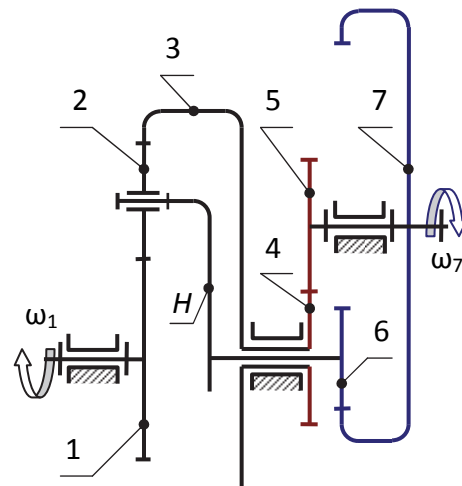


Рисунок 6.2.3 – Замкнутый дифференциальный механизм

Замкнутый дифференциальный механизм получается, если два соосных вала зубчатого дифференциала соединяются (замыкаются) с ведущим или ведомым валом через какую-либо передачу (простую зубчатую или планетарную). Такой механизм (рисунок 6.2.3) получается, если в однорядном дифференциале с тремя вращающимися соосными валами замкнуть звенья 3 и H через зубчатую передачу, состоящую из двух пар ко-

лес 4 – 5 и 6 – 7. Тогда ведомое звено 7 получает вращение от звена 3 через колеса 4 – 5 и параллельно от звена H через пару колес 6 – 7. Полученный механизм имеет одну степень свободы:

$$(W = 1): W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 5 - 4 = 1.$$

В таком механизме можно выделить дифференциальную часть (звенья 1, 2, 3, H) и замыкающую часть (звенья 4, 5, 6, 7).

Замкнутые дифференциальные механизмы широко применяются в транспортных, грузоподъемных машинах.

6.2.1.3 Аналитическая кинематика планетарных механизмов

В задачу кинематического исследования входят нахождение передаточного отношения, определение скоростей и чисел оборотов всех звеньев.

Передаточным отношением u_{jk} от звена j к звену k называется отношение угловой скорости ω_j звена j к угловой скорости ω_k звена k :

$$u_{jk} = \pm \frac{\omega_j}{\omega_k} = \pm \frac{n_j}{n_k}. \quad (6.2.2)$$

Знак “минус” принимается для внешнего зацепления (так как зубчатые колеса в этом случае вращаются в разные стороны), знак “плюс” – для внутреннего.

Передаточное отношение можно выразить также через числа зубьев колес:

$$u_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{z_2}{z_1}. \quad (6.2.3)$$

Знак “минус” показывает, что второе колесо вращается в сторону, обратную первому колесу. Передаточное отношение от второго колеса к первому равно обратной величине передаточного отношения от первого колеса ко второму:

$$u_{21} = 1/u_{12}. \quad (6.2.4)$$

Для двухступенчатой зубчатой передачи (см. рисунок 6.2.1, *a*) общее передаточное отношение определяется как произведение передаточных отношений отдельных ступеней (первая ступень состоит из колес 1, 2; вторая – из колес 3, 4):

$$u_{14} = u_{12} \cdot u_{34} = \left(-\frac{\omega_1}{\omega_2}\right) \cdot \left(-\frac{\omega_3}{\omega_4}\right) = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}. \quad (6.2.5)$$

Для определения передаточного отношения u_{1H} планетарного механизма (см. рисунок 6.2.1, б) воспользуемся методом обращения движения, который заключается в сообщении всему механизму угловой скорости $(-\omega_H)$, в результате чего водило H оказывается неподвижным в таком обращенном движении, а все другие звенья будут вращаться с угловыми скоростями $\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H$; $\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$; $\omega_3^H = \omega_3 - \omega_H$ (читается: угловая скорость ω_1^H первого колеса при условно неподвижном водиле). То есть, получим простой зубчатый механизм с неподвижными осями вращения всех колес ("обращенный" механизм). Тогда передаточное отношение от ведущего колеса 1 к ведомому колесу 3 (в обращенном движении) определится по выражению

$$u_{13}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1 = 1 - u_{1H}.$$

Отсюда передаточное отношение u_{1H} рассматриваемого планетарного механизма будет

$$u_{1H} = 1 - u_{13}^H = 1 - u_{12}^H \cdot u_{23}^H = 1 - \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \frac{z_3}{z_2} = 1 + \frac{z_3}{z_1}.$$

где u_{12}^H и u_{23}^H – соответственно передаточные отношения первой и второй ступени простого двухступенчатого механизма (обращенного механизма).

Аналогично, используя метод обращения движения, определяются передаточные отношения других типов планетарных механизмов.

Определим число оборотов сателлита 2 планетарного механизма (см. рисунок 6.2.1, б). Для этого запишем формулу передаточного отношения элементарной планетарной передачи, состоящей из колеса 3, сателлита 2 и водила H :

$$u_{23}^H = \frac{\omega_2 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{z_3}{z_2}.$$

Так как $\omega_3 = 0$ (колесо 3 неподвижно), то $\omega_2 = \omega_H \cdot (1 - z_3/z_2)$.

В сложном планетарном механизме, состоящем из планетарной части и простой зубчатой передачи (см. рисунок 6.2.5, е), при закрепленном колесе 6 общее передаточное отношение u_{13} определится как произведение передаточного отношения *планетарной части* (включающей звенья 3, 4, 5, 6 и H) и передаточного отношения *простой зубчатой передачи* (включающей колеса 1 и 2) согласно формулам (6.2.3) – (6.2.5):

$$u_{13} = u_{12} \cdot u_{H3}^6 = u_{12} \cdot \frac{1}{u_{3H}^6} = u_{12} \cdot \frac{1}{1 - u_{36}^H} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \frac{1}{1 - \frac{z_4 \cdot z_6}{z_3 \cdot z_5}}.$$

В замкнутом дифференциальном механизме (см. рисунок 6.2.5, ж), состоящем из дифференциальной (звенья 1, 2, 3, 4, H) и замыкающей (звенья 5, 6, 7) частей, общее передаточное отношение u_{15} (от ведущего звена 1 к ведомому валу барабана 5) можно определить, воспользовавшись методом обращения движения.

Для дифференциальной части (звенья 1, 2, 3, 4, H) передаточное отношение u_{14}^H определится по формуле

$$u_{14}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H}.$$

Разделив почленно правую часть на ω_H , и учитывая, что $\omega_H = \omega_5$, получим:

$$u_{14}^H = \frac{\frac{\omega_1}{\omega_5} - 1}{\frac{\omega_4}{\omega_5} - 1} = \frac{u_{15} - 1}{u_{45} - 1}; \quad u_{14}^H = u_{12}^H \cdot u_{34}^H = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(\frac{z_4}{z_3} \right). \quad (6.2.6)$$

Для замыкающей части (звенья 5, 6, 7) передаточное отношение u_{75} определится по формуле

$$u_{75} = \frac{\omega_7}{\omega_5} = u_{76} \cdot u_{65} = \left(-\frac{z_6}{z_7} \right) \cdot \frac{z_5}{z_6} = -\frac{z_5}{z_7}.$$

Так как $\omega_4 = \omega_7$ (колеса насажены на одной оси), то $u_{45} = u_{75}$. Следовательно, общее передаточное отношение замкнутого дифференциального механизма u_{15} определится из формул (6.2.6):

$$u_{15} = u_{14}^H \cdot u_{45} - u_{14}^H + 1 = \left(-\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} \right) \cdot \left(-\frac{z_5}{z_7} \right) + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} + 1 = \frac{\omega_1}{\omega_5}.$$

6.2.1.4 Графическая кинематика планетарных механизмов

Кинематический анализ планетарных механизмов можно выполнить и графическим способом.

Определим передаточное отношение U_{1H} планетарного механизма (рисунок 6.2.4) с закрепленным колесом 4, используя метод картин скоростей, предложенный Л.П. Смирновым. Метод основан на использовании графического изображения распределения скоростей точек вращающегося тела в виде треугольника.

Пусть задана угловая скорость ведущего звена 1 ω_1 и радиусы r делительных окружностей всех колес. Построим план линейных скоростей точек A, B, C . Пусть схема механизма вычерчена в масштабе μ_l . Определим значение линейной скорости \bar{V}_A точки A первого колеса:

$$V_A = \omega_1 \cdot r_1 = \omega_1 \cdot (OA) \cdot \mu_l$$

и отложим эту скорость в виде отрезка Aa произвольной длины (от вертикальной линии вправо). Тогда масштаб μ_V плана скоростей

$$\mu_V = V_A / (Aa).$$

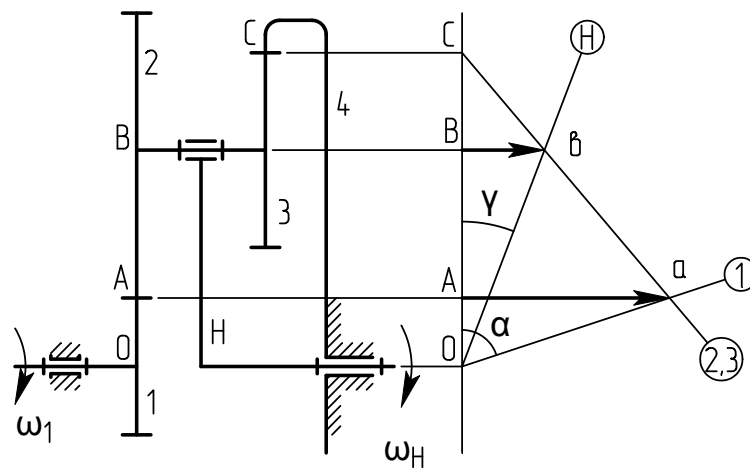


Рисунок 6.2.4 – Схема планетарного механизма с планом линейных скоростей

Соединив точку a с точкой O , получим треугольник OaA , называемый треугольником распределения скоростей. Линия Oa характеризует закон изменения линейных скоростей для всех точек звена 1, лежащих на прямой Oa . Скорость точки A колеса 2 равна скорости точки A колеса 1.

Скорость точки C колеса 3 равна скорости точки C колеса 4 и обе равны нулю, так как колесо 4 – неподвижно. Точка C – мгновенный центр скоростей. Соединив точку a с точкой C , получим отрезок Ca , который характеризует закон изменения линейных скоростей для всех точек колес 2 и 3. Скорость точки B найдется, если спроектировать ее на линию Ca . Получим отрезок Bb . Скорости точки B оси сателлитов 2, 3 и втулки водила H равны между собой, следовательно, соединив точку b с точкой O , получим отрезок Ov , характеризующий закон изменения скоростей всех точек водила H . Используя треугольник скоростей, можно определить угловую скорость звена H :

$$\omega_H = \frac{V_B}{r_H} = \frac{V_B}{r_1 + r_2} = \frac{(Bb) \cdot \mu_V}{(Ov) \cdot \mu_I} = \frac{\mu_V}{\mu_I} \cdot \operatorname{tg} \gamma,$$

где r_1 и r_2 – радиусы делительных окружностей колес 1 и 2; r_H – длина водила H . Следовательно, угловая скорость вращающегося вокруг неподвижной оси звена H пропорциональна тангенсу угла γ .

Используя треугольники скоростей, можно определить передаточное отношение всего механизма (или части его). Определим передаточное отношение u_{1H} планетарного механизма (см. рисунок 6.2.4):

$$u_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{\mu_V}{\mu_I}}{\operatorname{tg} \gamma \cdot \frac{\mu_V}{\mu_I}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \gamma}. \quad (6.2.7)$$

Измерив углы α , γ и подставив их в формулу (6.2.7), можно определить значение передаточного отношения u_{1H} .

6.2.1.5 Оборудование и принадлежности

Для проведения лабораторной работы используются различные модели дифференциальных и планетарных механизмов, схемы которых изображены на рисунке 6.25.

Для вычерчивания схемы механизма и картины скоростей необходимо иметь линейку, карандаш, транспортир.

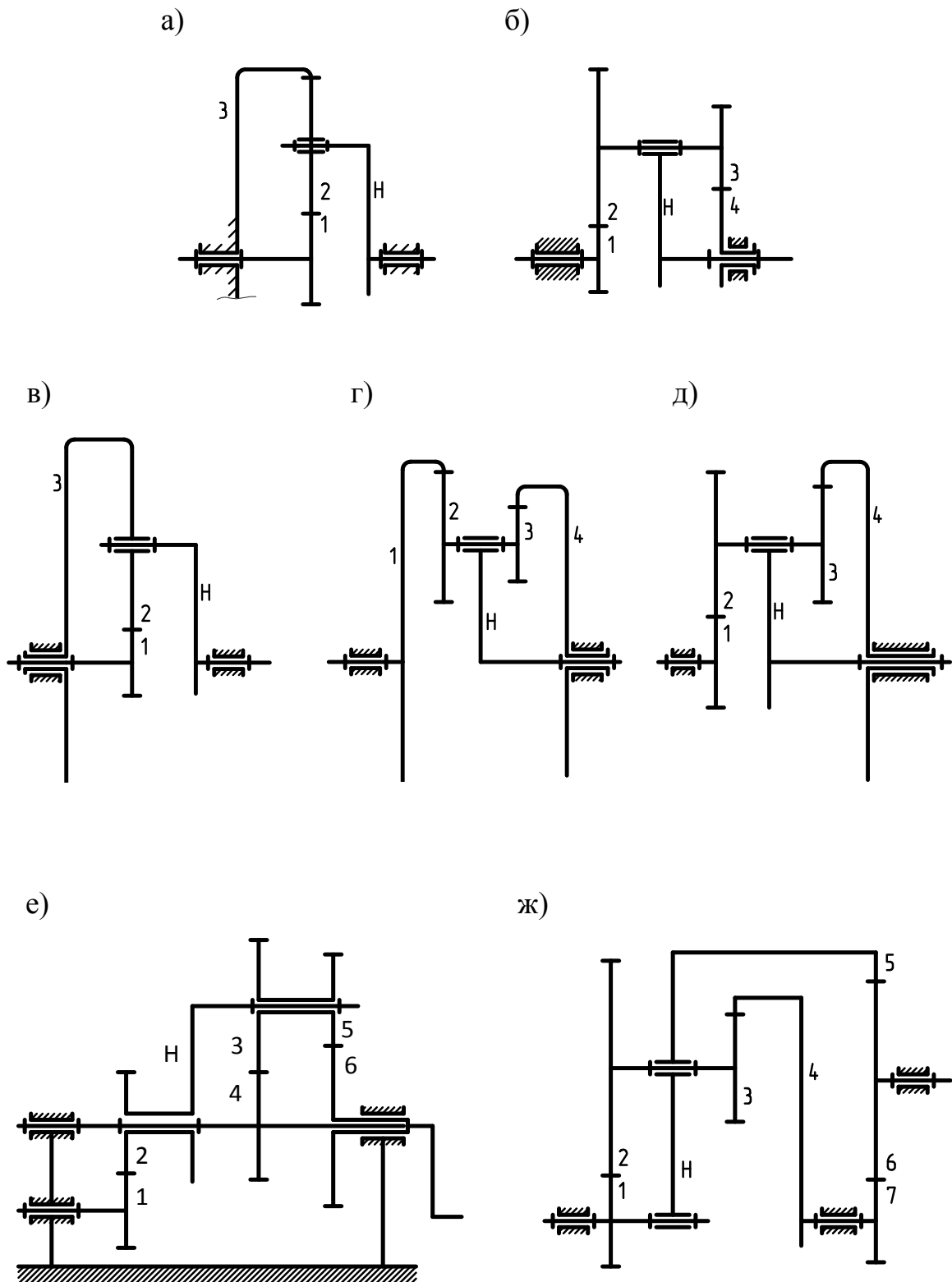


Рисунок 6.2.5 – Схемы дифференциальных и планетарных механизмов

6.2.2 Порядок проведения работы

1) Схема механизма выбирается по номеру варианта (таблица 6.2.1), назначаемому преподавателем.

2) На модели получить три варианта работы механизма (простой зубчатый механизм, планетарный и дифференциальный) и вычертить их схемы. Пронумеровать все зубчатые колеса (z_1 , z_2 и т. д.)

3) Для трех вариантов механизмов подсчитать число (n) подвижных звеньев, количество низших (p_5) и высших (p_4) кинематических пар и определить по формуле Чебышева (6.2.1) число степеней свободы простого, планетарного и дифференциального механизмов. Следует помнить, что все добавочные сателлиты сверх одного являются пассивными связями.

Таблица 6.2.1 – Варианты заданий

Номер варианта	Схема механизма	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	m
1	Рис. 6.2.5, а	21	24	69	-	-	-	-	3
2	Рис. 6.2.5, б	42	21	20	43	-	-	-	3
3	Рис. 6.2.5, в	21	24	69	-	-	-	-	3
4	Рис. 6.2.5, г	21	34	24	79	-	-	-	3
5	Рис. 6.2.5, д	79	34	24	69	-	-	-	3
6	Рис. 6.2.5, е	21	34	21	42	21	42	-	3
7	Рис. 6.2.5, ж	21	34	24	79	79	29	21	3

4) Вычислить аналитически передаточное отношение планетарного механизма, используя метод обращения движения. Для этого в “обращенном” механизме (простом зубчатом) необходимо выделить ступени и установить расчетные формулы передаточных отношений этих ступеней.

5) Определить опытным путем передаточное отношение планетарного механизма. Для этого следует сосчитать число оборотов ведущего звена, соответствующее одному обороту ведомого звена, и воспользоваться формулой (6.2.2).

6) Вычертить в масштабе длин μ_l кинематическую схему планетарного механизма. Радиусы колес определить по формуле

$$r = \frac{mz}{2}.$$

7) Определить передаточное отношение планетарного механизма графическим путем. Для этого рядом с кинематической схемой механизма

построить план скоростей в масштабе μ_V , задавшись угловой скоростью $\omega = 10 \text{ 1/с}$ ведущего звена (см. рисунок 6.2.4).

8) Полученные (по пп. 4, 5, 7) результаты сравнить и сделать вывод.

9) Оформить отчет о проделанной работе.

6.2.3 Вопросы для самоконтроля

1) Как классифицируются зубчатые механизмы?

2) Какие механизмы называют простыми зубчатыми, планетарными, дифференциальными?

3) Как определяется степень подвижности зубчатого механизма?

4) Какова цель применения метода обращения движения при кинематическом анализе планетарных механизмов?

5) Что называется передаточным отношением и когда оно положительно, а когда отрицательно?

6) Как определяют передаточные отношения планетарных механизмов?

7) Какие механизмы называют редукторами, мультипликаторами?

8) Как отличить планетарный механизм от дифференциального?

7. ЗАДАНИЯ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ

Задание 1

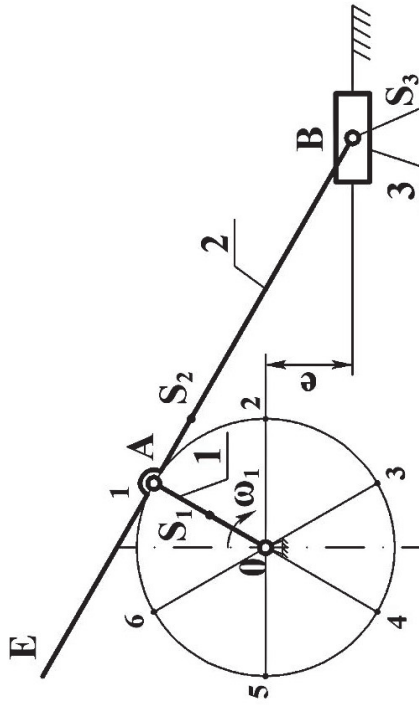


Рисунок 1

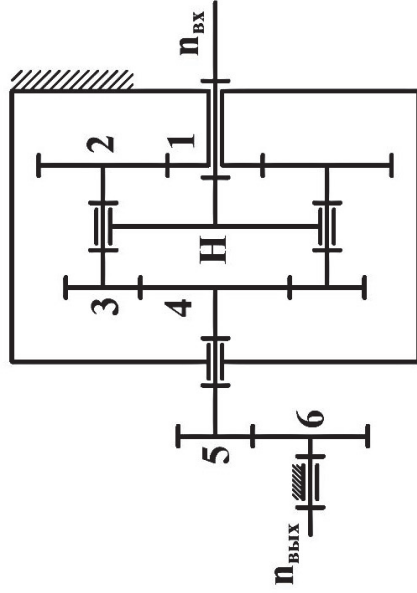


Рисунок 2

Вариант	$l_{OA}, \text{ м}$	$l_{AB}, \text{ м}$	$l_{AE}, \text{ м}$	e	$\omega_1, 1/\text{с}$	$n_{\text{вх}}, \text{ об/мин}$		$n_{\text{вых}}, \text{ об/мин}$		$m, \text{ мм}$	Z_1	Z_2
						1600	1800	2000	100			
1	0,06	0,18	0,05	0,03	10	4	4	8	12	19		
2	0,08	0,24	0,06	0,04	9	5	5	9	13	21		
3	0,07	0,30	0,03	0,03	8	6	6	10	14	24		

Задание 2

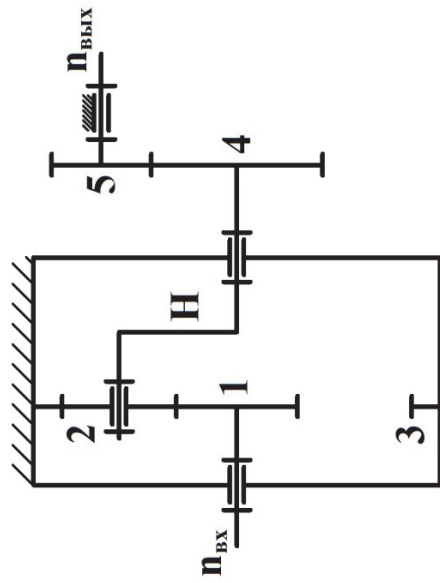


Рисунок 2

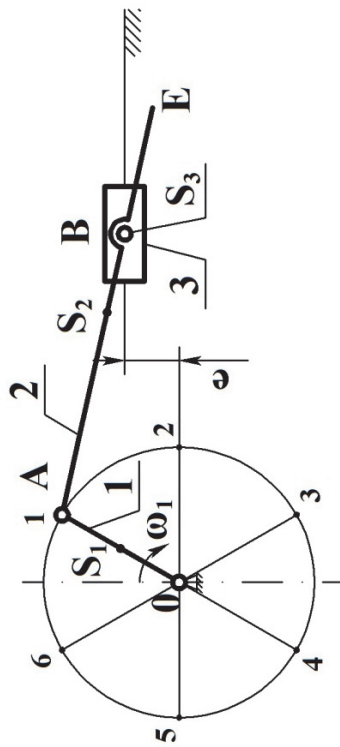


Рисунок 1

Вариант	$l_{OA}, \text{ м}$	$l_{AB}, \text{ м}$	$l_{BE}, \text{ м}$	e	$\omega_1, 1/\text{с}$	$n_{\text{ВЫХ}}, \text{ об/мин}$		$m, \text{ мм}$	Z_1	Z_2
						$n_{\text{ВХ}}, \text{ об/мин}$	$n_{\text{ВЫХ}}, \text{ об/мин}$			
1	0,06	0,20	0,06	0,02	10	2000	100	5	11	19
2	0,07	0,24	0,08	0,03	9	2100	90	4	12	20
3	0,10	0,32	0,10	0,05	6	1800	60	5	14	21

Задание 3

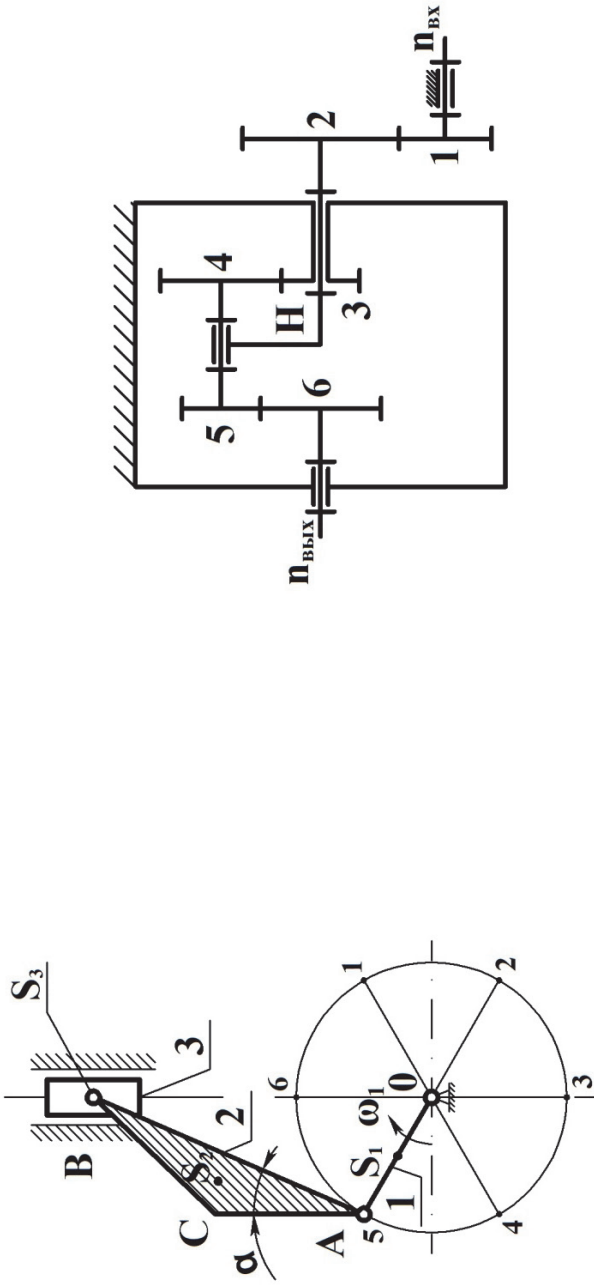


Рисунок 1

Вариант	$l_{OA}, \text{ м}$	$l_{AB}, \text{ м}$	$l_{AC}, \text{ м}$	$\alpha, \text{ град}$	$\omega_1, 1/\text{с}$	$n_{\text{вх}}, \text{ об/мин}$	$n_{\text{вых}}, \text{ об/мин}$	$m, \text{ мм}$	Z_1	Z_2
1	0,06	0,20	0,06	20	10	1300	80	3	10	18
2	0,07	0,24	0,08	25	9	1400	90	4	12	24
3	0,10	0,32	0,10	30	6	2800	80	5	15	20

Рисунок 2

Задание 4

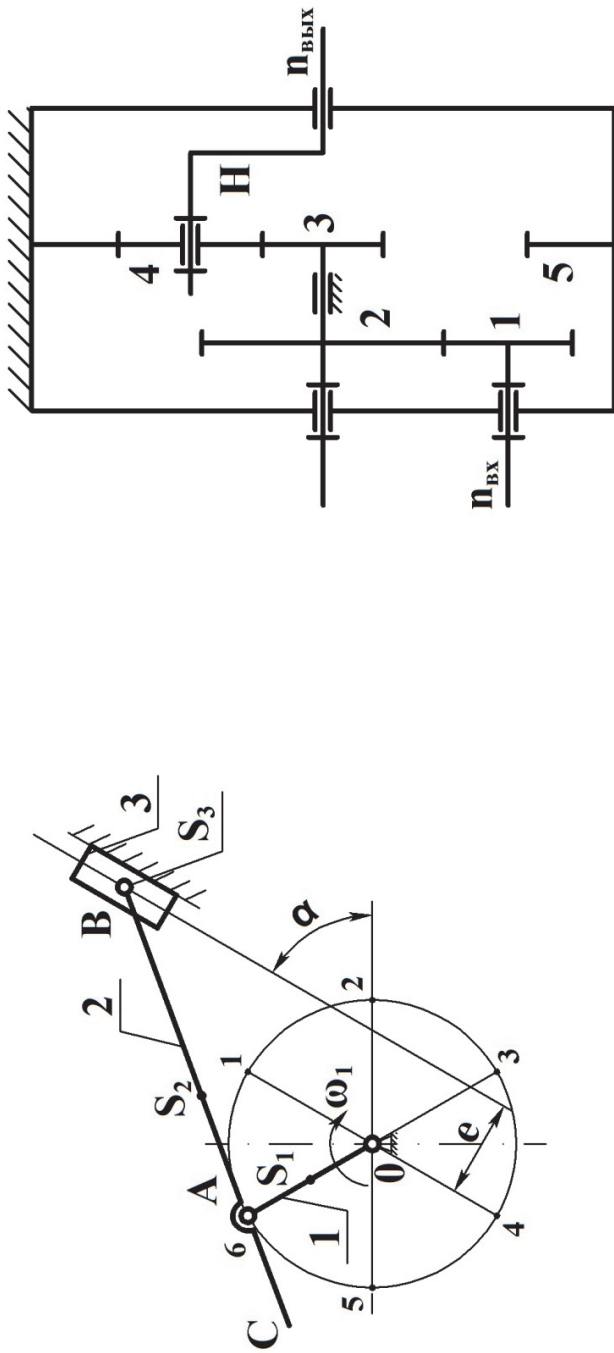


Рисунок 1

Рисунок 2

Вариант	$l_{OA},$ м	$l_{AB},$ м	$l_{AC},$ м	$e,$ м	$\alpha,$ град	$\omega_1,$ 1/с	$n_{ВХ},$ об/мин	$n_{ВЫХ},$ об/мин	$m,$ мм	Z_1	Z_2
1	0,05	0,12	0,02	0,02	30	15	2900	150	3	17	25
2	0,06	0,14	0,03	0,01	40	18	3000	180	4	18	24
3	0,08	0,18	0,04	0,04	45	20	3200	200	5	19	28

Задание 5

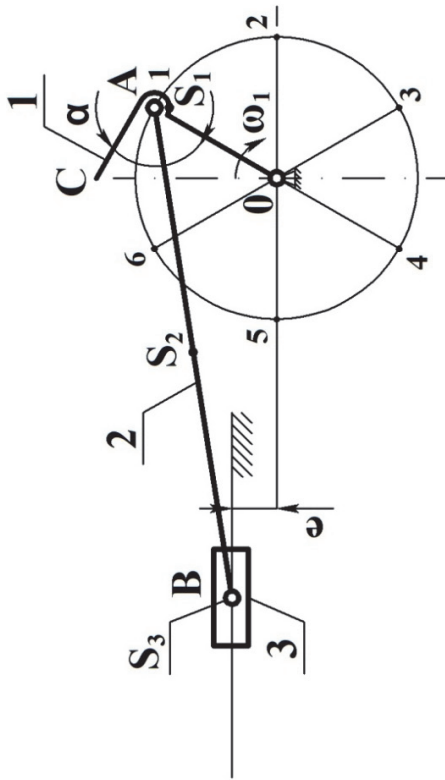


Рисунок 1

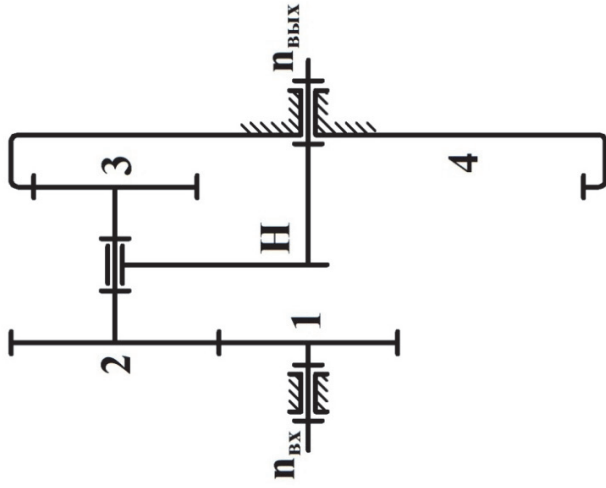


Рисунок 2

Вариант	$l_{OA},$ м	$l_{AB},$ м	$l_{AC},$ м	e	$\alpha,$ град	$\omega_1,$ 1/с	$n_{вх},$ об/мин	$n_{вых},$ об/мин	$m,$ мм	Z_1	Z_2
1	0,03	0,12	0,02	0,02	90	6	1800	60	3	17	23
2	0,04	0,15	0,03	0,03	80	8	1600	80	3	18	24
3	0,05	0,18	0,04	0,03	100	6	1400	60	4	19	27

Задание 6

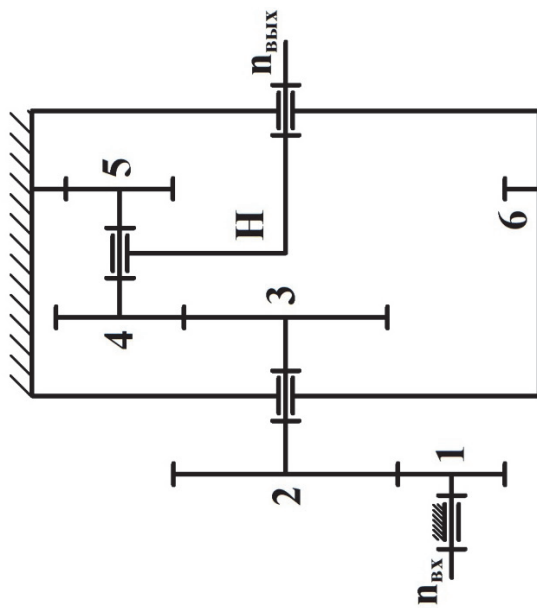


Рисунок 2

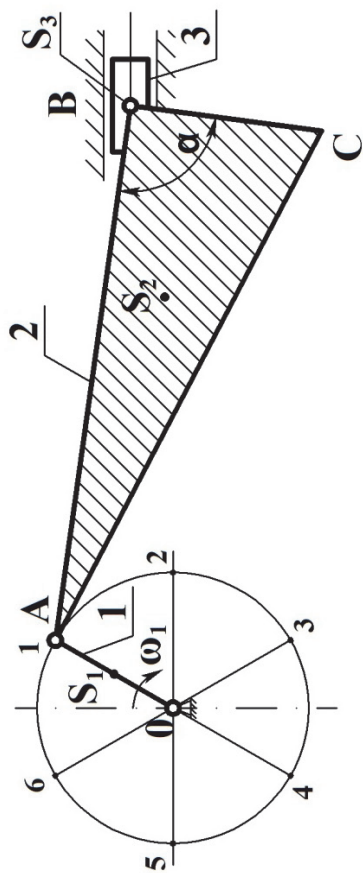


Рисунок 1

Вариант	$l_{OA}, \text{ м}$	$l_{AB}, \text{ м}$	$l_{CB}, \text{ м}$	$\alpha, \text{ град}$	$\omega_1, 1/\text{с}$	$n_{\text{вх}}, \text{ об/мин}$		$n_{\text{вых}}, \text{ об/мин}$		$m, \text{ мм}$	Z_1	Z_2
						1280	60	1180	70			
1	0,05	0,15	0,05	90	6	1280	60	1180	70	9	10	20
2	0,04	0,14	0,04	90	7	1300	80			8	9	19
3	0,06	0,16	0,06	90	8					7	11	18

Задание 7

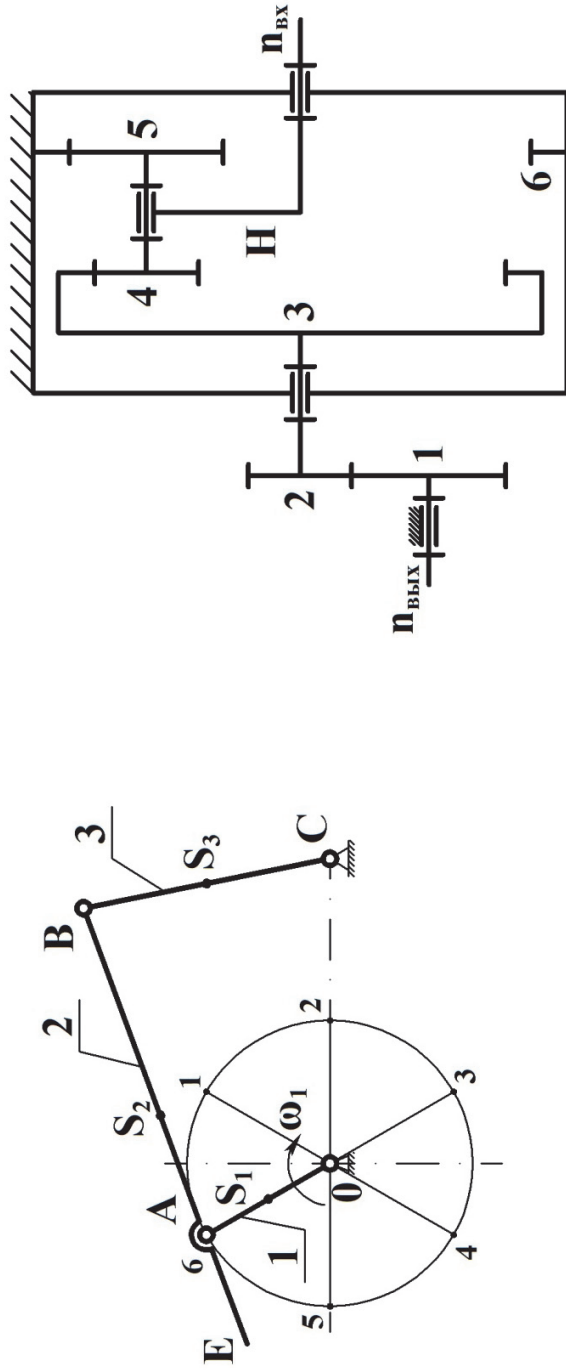


Рисунок 1

Рисунок 2

Вариант	I_{OA} , М	I_{AB} , М	I_{BC} , М	I_{OC} , М	I_{AE} , М	ω_1 , 1/с	$n_{вх}$, об/мин	$n_{вых}$, об/мин	м, мм	Z_1	Z_2
1	0,055	0,18	0,15	0,11	0,07	8	3000	80	6	11	19
2	0,075	0,20	0,16	0,16	0,08	7	2800	70	5	11	22
3	0,090	0,28	0,20	0,20	0,075	5	2600	50	5	11	17

Задание 8

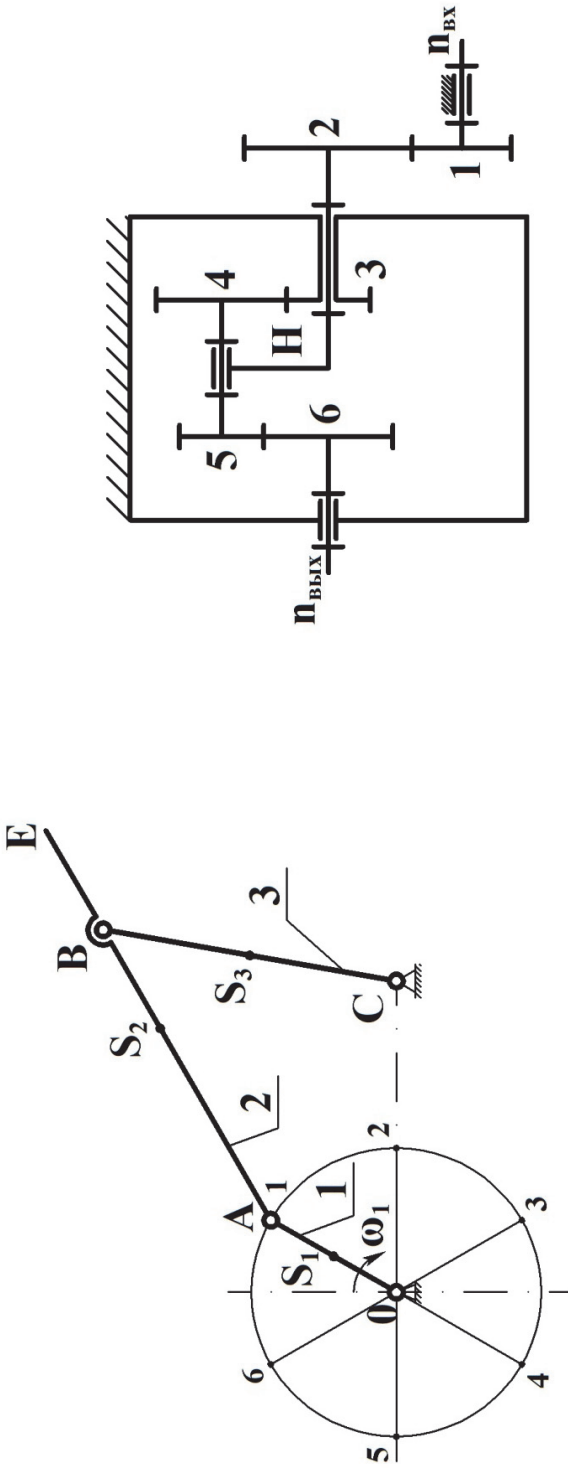


Рисунок 1

Рисунок 2

Вариант	I_{OA} ,	I_{AB} ,	I_{BC} ,	I_{OC} ,	I_{BE} ,	ω_1 ,	$n_{вх}$,	$n_{вых}$,	m ,	Z_1	Z_2
	М	М	М	М	М	1/с	об/мин	об/мин	мм		
1	0,06	0,15	0,15	0,12	0,07	8	1800	80	4	12	22
2	0,05	0,18	0,16	0,14	0,05	6	1600	60	5	13	21
3	0,08	0,20	0,20	0,16	0,07	6	1400	60	5	12	17

Задание 9

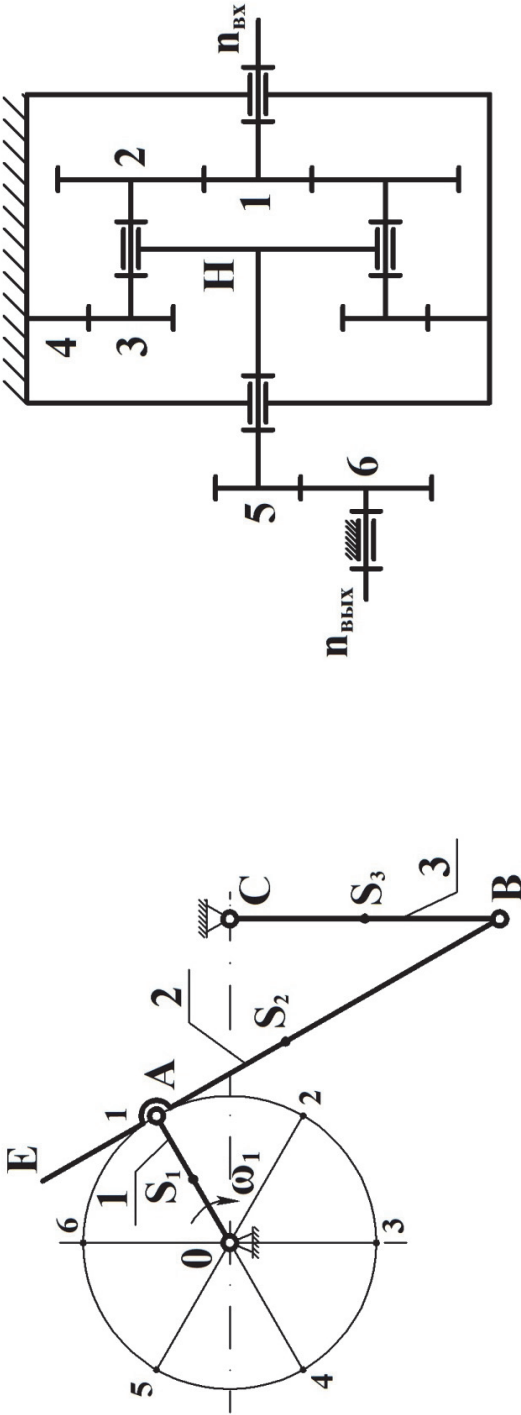


Рисунок 1

Рисунок 2

Вариант	$l_{OA},$ м	$l_{OC},$ м	$l_{AB},$ м	$l_{BC},$ м	$l_{AE},$ м	$\omega_1,$ 1/с	$n_{ВВХ},$ об/мин	$n_{ВЫХ},$ об/мин	м, мм	Z_1	Z_2
1	0,04	0,07	0,15	0,12	0,05	5	1200	50	3	18	25
2	0,05	0,09	0,13	0,12	0,06	6	1400	60	4	17	20
3	0,06	0,10	0,17	0,15	0,07	6	1600	60	3	18	28

Задание 10

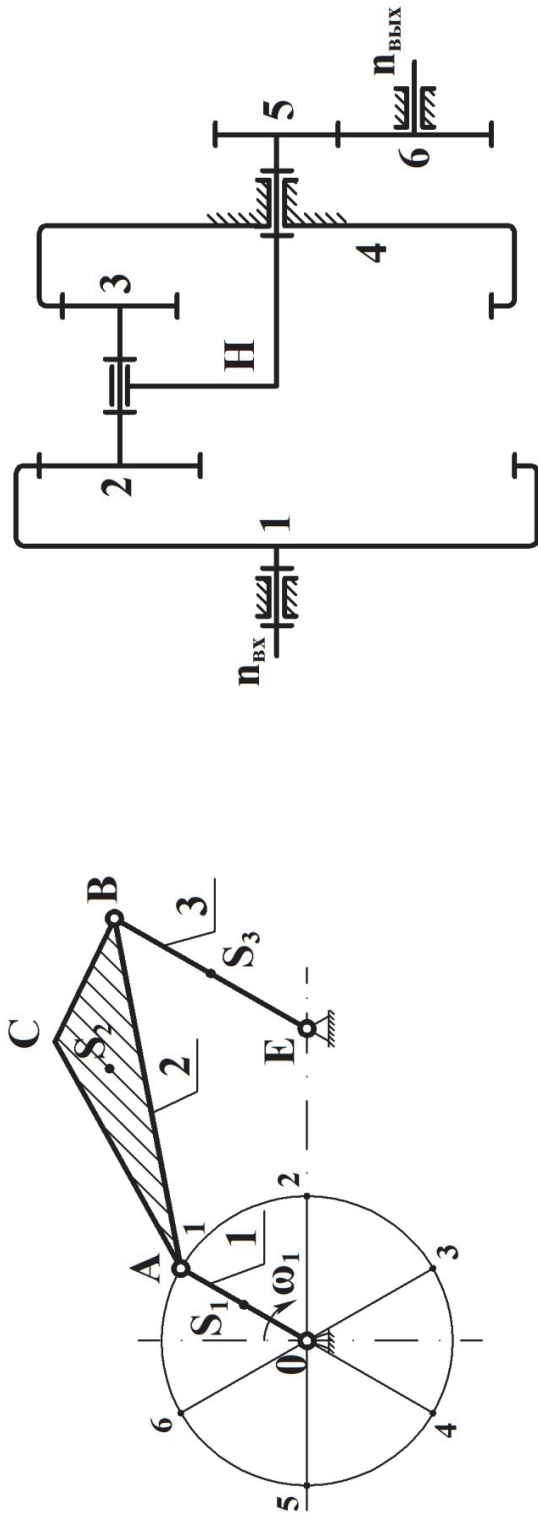


Рисунок 1

Рисунок 2

Вариант	$l_{OA},$	$l_{AB},$	$l_{BE},$	$l_{OE},$	$l_{AC},$	$l_{CB},$	$\omega_1,$	$n_{вх},$	$n_{вых},$	$m,$	Z_1	Z_2
	м	м	м	м	м	м	1/с	об/мин	об/мин	мм	мм	
1	0,05	0,16	0,14	0,11	0,08	0,10	8	3000	80	6	11	19
2	0,07	0,18	0,16	0,12	0,09	0,10	9	2800	70	5	11	22
3	0,06	0,17	0,18	0,10	0,08	0,10	8	2600	50	5	11	17

Задание 11

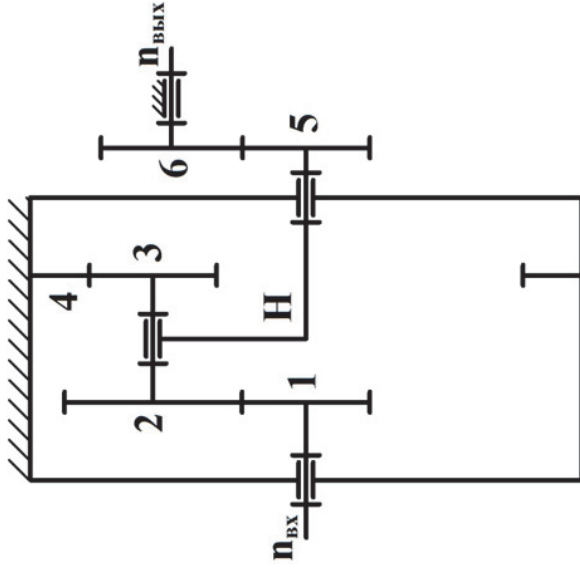


Рисунок 2

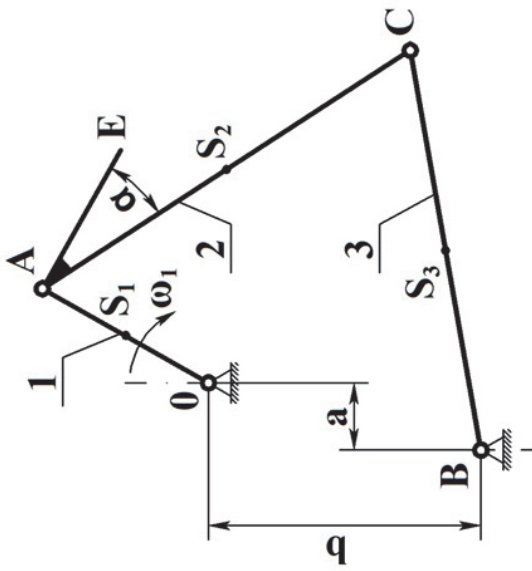


Рисунок 1

Вариант	$l_{OA},$ м	$l_{AC},$ м	$l_{AE},$ м	$l_{CB},$ м	$a,$ м	$b,$ м	$\alpha,$ град	$\omega_1,$ 1/с	$n_{ВХ},$ об/мин	$n_{ВЫХ},$ об/мин	$m,$ мм	Z_1	Z_2
												9	13
1	0,02	0,07	0,03	0,09	0,025	0,05	30	6	1080	60	3	14	20
2	0,03	0,075	0,02	0,085	0,025	0,05	20	7	1260	70	4	15	25
3	0,04	0,14	0,04	0,18	0,04	0,10	25	6	1300	60	3	9	15

Задание 12

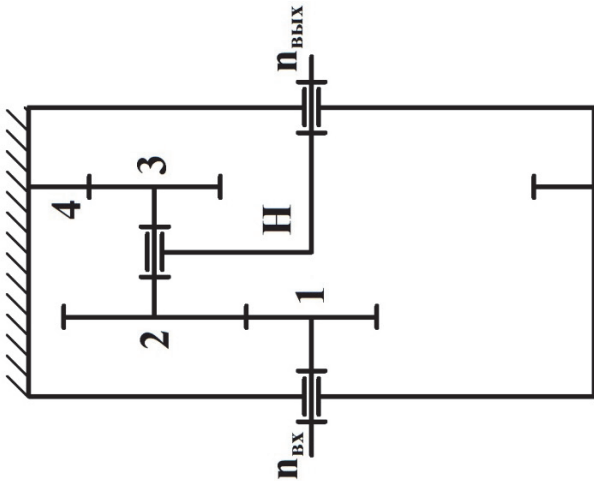


Рисунок 2

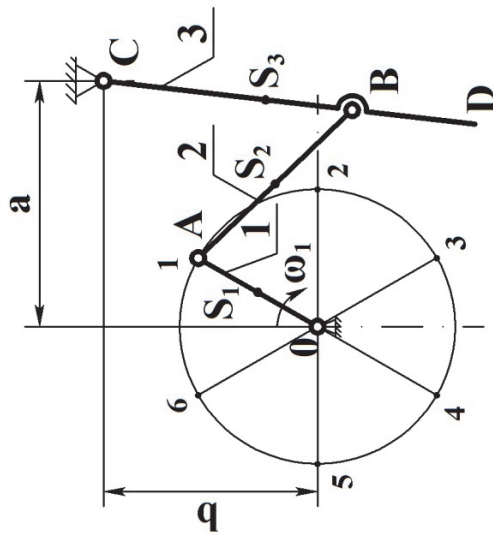


Рисунок 1

Вариант	$l_{OA},$ м	$l_{AB},$ м	$l_{BC},$ м	$l_{BD},$ м	$a,$ м	$b,$ м	$\omega_1,$ 1/с	$n_{ВХ},$ об/мин	$n_{ВЫХ},$ об/мин	$m,$ мм	Z_1	Z_2
1	0,04	0,20	0,18	0,04	0,12	0,18	18	2600	180	3	14	20
2	0,05	0,18	0,21	0,05	0,12	0,21	20	2400	200	5	13	28
3	0,06	0,19	0,22	0,06	0,13	0,20	18	2000	180	4	14	26

Задание 13

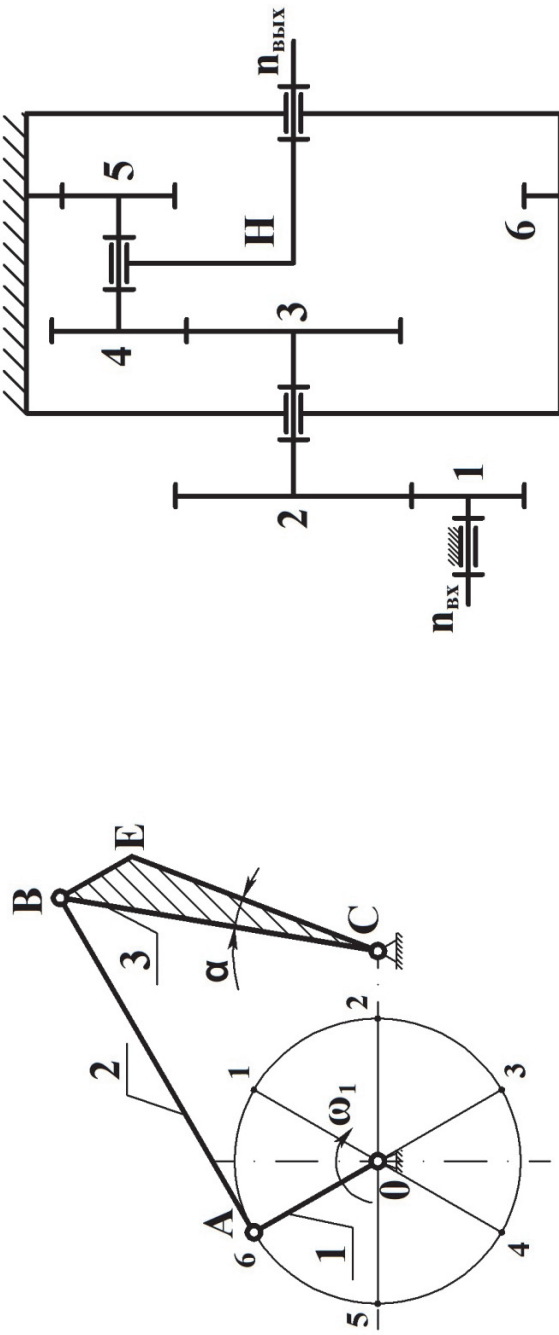


Рисунок 1

Рисунок 2

Вариант	I_{OA} , м	I_{OC} , м	I_{AB} , м	I_{CB} , м	I_{CE} , м	α , град	ω_1 , 1/с	$n_{вх}$, об/мин	$n_{вых}$, об/мин	м, мм	Z_1	Z_2
1	0,05	0,09	0,14	0,13	0,10	10	9	2000	90	4	12	19
2	0,06	0,10	0,17	0,15	0,12	15	8	2200	80	4	14	24
3	0,07	0,11	0,20	0,17	0,13	20	6	1800	60	3	13	21

Задание 14

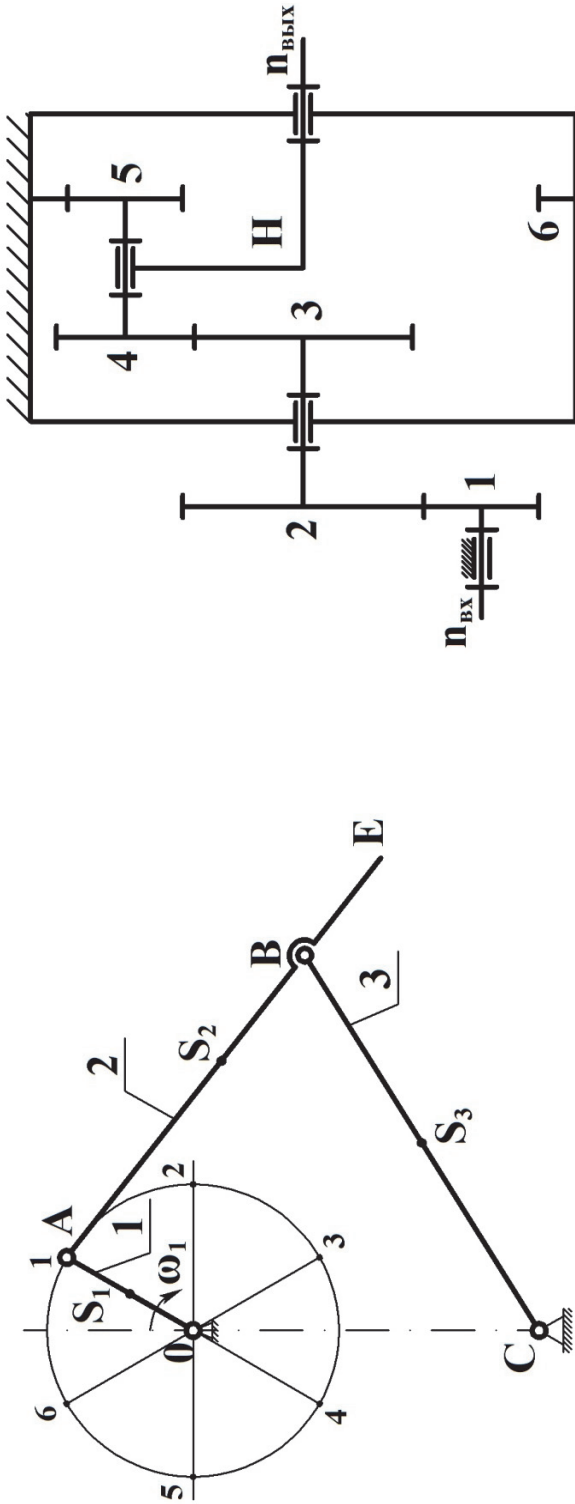


Рисунок 1

Рисунок 2

Вариант	$I_{OA},$ м	$I_{OC},$ м	$I_{AB},$ м	$I_{BE},$ м	$I_{BC},$ м	$\omega_1,$ 1/с	$n_{вх},$ об/мин	$n_{вых},$ об/мин	м, мм	Z_1	Z_2
1	0,06	0,12	0,14	0,06	0,16	5	1360	50	4	10	17
2	0,05	0,10	0,14	0,05	0,15	7	1200	70	3	11	20
3	0,04	0,08	0,15	0,04	0,14	6	1460	60	4	10	20

Задание 15

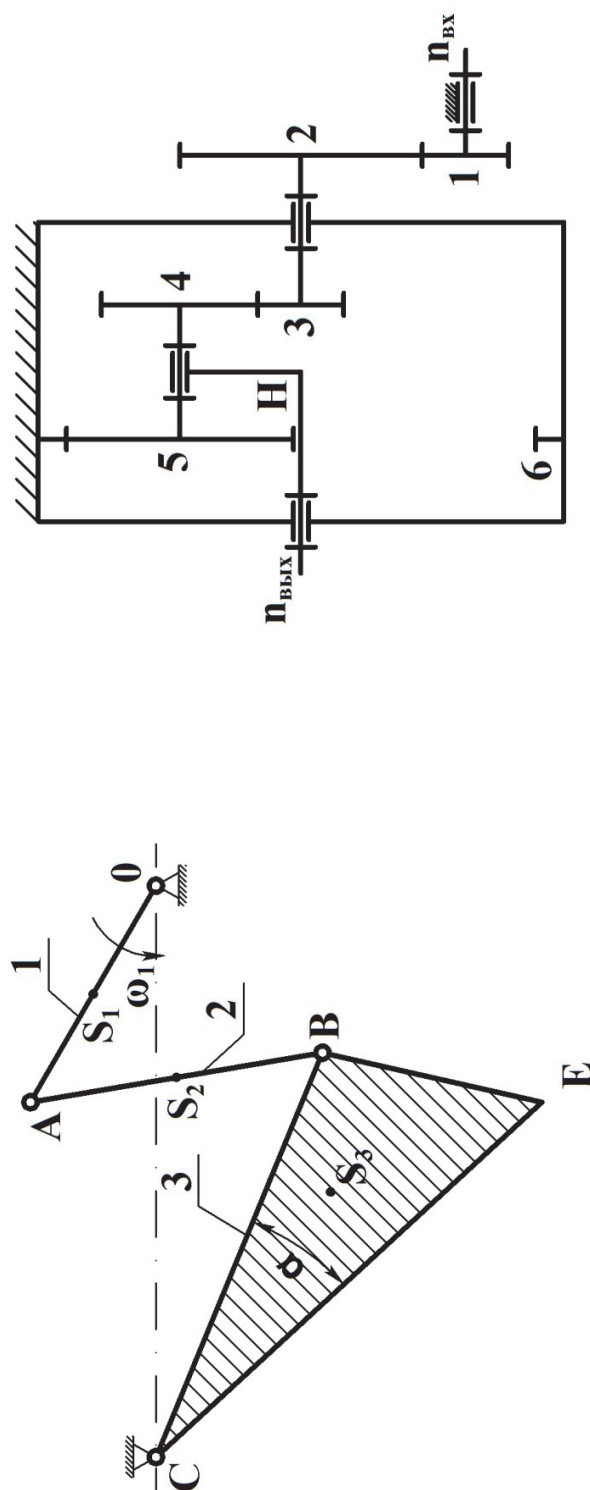


Рисунок 2

Рисунок 1

Вариант	I_{OA} , м	I_{OC} , м	I_{AB} , м	I_{CB} , м	I_{CE} , м	α , град	ω_1 , 1/с	$n_{ВХ}$, об/мин	$n_{ВЫХ}$, об/мин	m , мм	Z_1	Z_2
1	0,03	0,13	0,12	0,06	0,09	25	8	1300	80	8	9	20
2	0,04	0,12	0,10	0,07	0,08	30	9	1400	90	7	10	18
3	0,03	0,12	0,12	0,07	0,09	25	8	2800	80	9	11	19

Задание 16

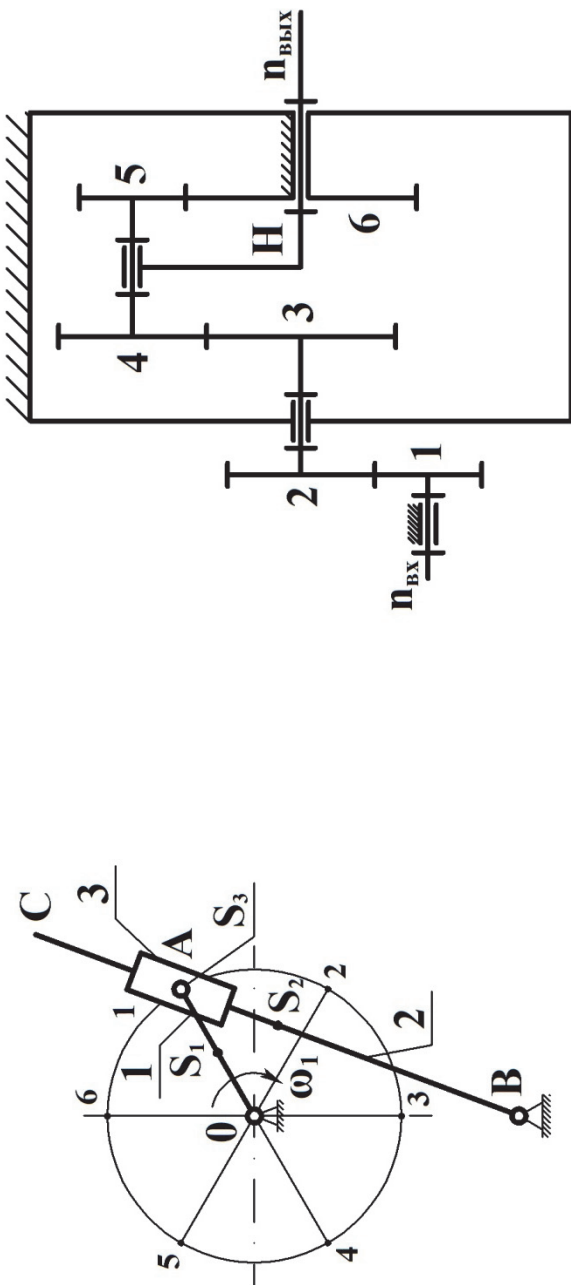


Рисунок 1

Рисунок 2

Вариант	$l_{OA}, \text{ м}$	$l_{OB}, \text{ м}$	$l_{BC}, \text{ м}$	$\omega_1, 1/\text{с}$	$n_{\text{вх}}, \text{ об/мин}$	$n_{\text{вых}}, \text{ об/мин}$	$m, \text{ мм}$			Z_1	Z_2
							m	m	m		
1	0,05	0,09	0,16	11	3200	110	4	4	10	18	
2	0,07	0,10	0,19	9	1900	90	3	3	11	21	
3	0,10	0,15	0,26	8	2800	80	3	3	10	14	

Задание 17

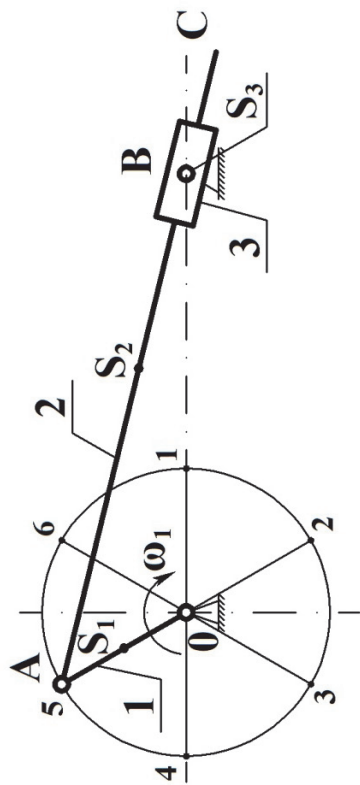


Рисунок 1

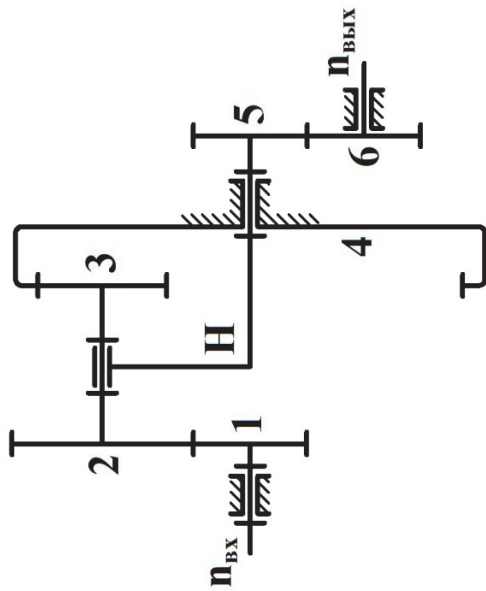


Рисунок 2

Вариант	$l_{OA}, \text{ м}$	$l_{OB}, \text{ м}$	$l_{AC}, \text{ м}$	$\omega_1, 1/\text{с}$	$n_{\text{ВЫХ}}, \text{ об/мин}$		$m, \text{ мм}$		Z_1	Z_2
					2000	80	3	7		
1	0,03	0,07	0,14	10	2000	80	3	7	11	21
2	0,04	0,08	0,15	8	2500	100	4	6	12	24
3	0,03	0,08	0,13	9	2200	80	5	8	14	22

Задание 18

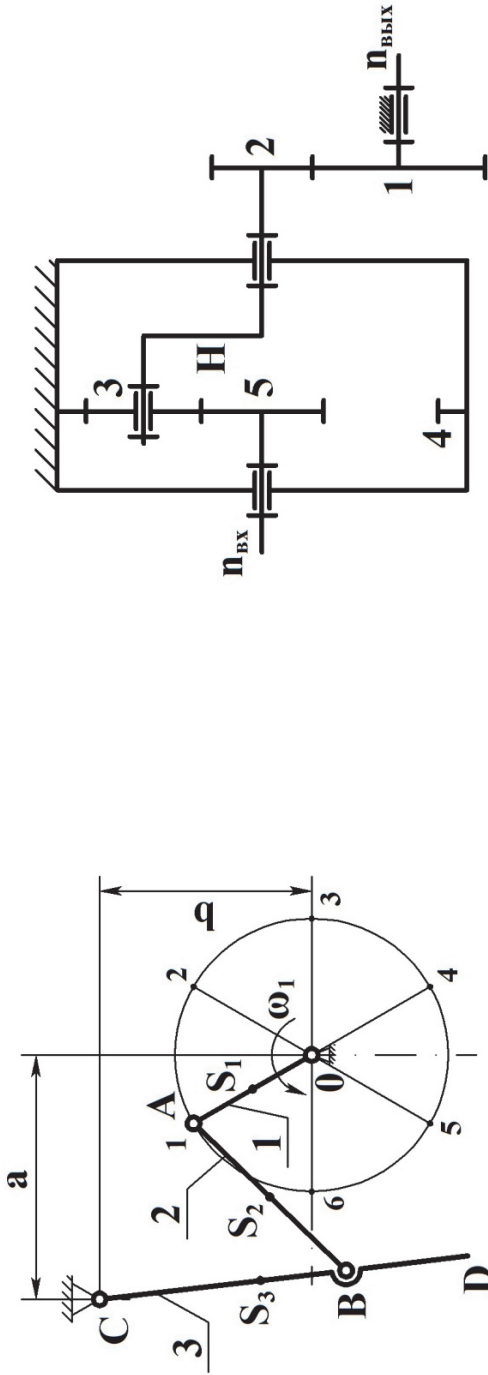


Рисунок 1

Рисунок 2

Вариант	$I_{OA},$ М	$I_{AB},$ М	$I_{BC},$ М	$I_{BD},$ М	$a,$ М	$b,$ М	$\omega_1,$ 1/с	$n_{ВХ},$ об/мин	$n_{ВЫХ},$ об/мин	$m,$ мм			Z_1	Z_2
										$m,$ мм	$m,$ мм	$m,$ мм		
1	0,05	0,20	0,18	0,06	0,12	0,18	17	2400	120	5	8	10	16	
2	0,04	0,18	0,20	0,05	0,13	0,21	19	2200	110	5	9	9	14	
3	0,06	0,19	0,21	0,04	0,13	0,20	18	2000	100	5	9	11	18	

Задание 19

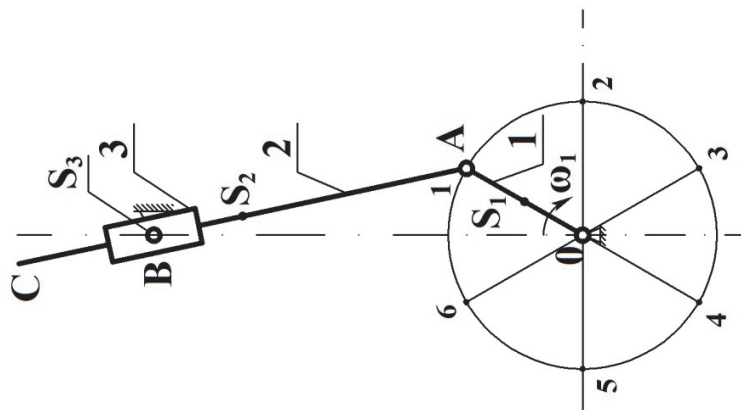


Рисунок 1

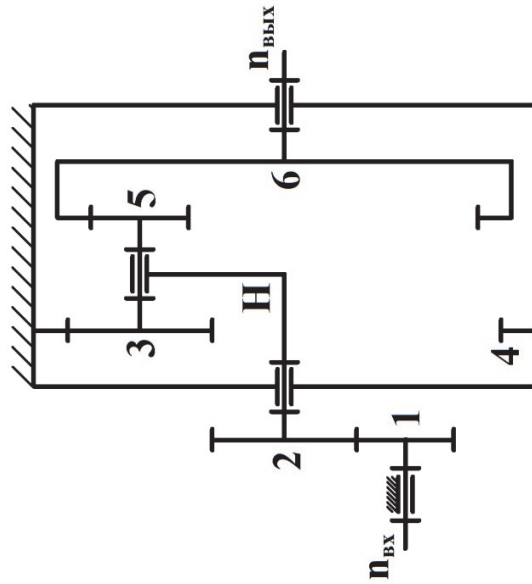


Рисунок 2

Вариант	$I_{OA}, \text{ м}$	$I_{OB}, \text{ м}$	$I_{AC}, \text{ м}$	$\omega_1, 1/\text{с}$	$n_{\text{вх}}, \text{ об/мин}$	$n_{\text{вых}}, \text{ об/мин}$	$m, \text{ мм}$		Z_1	Z_2
							$m, \text{ мм}$	$m, \text{ мм}$		
1	0,04	0,07	0,14	8	2840	100	3	6	17	28
2	0,03	0,08	0,15	9	2880	110	4	5	18	25
3	0,04	0,08	0,13	8	1940	120	3	8	18	29

Задание 20

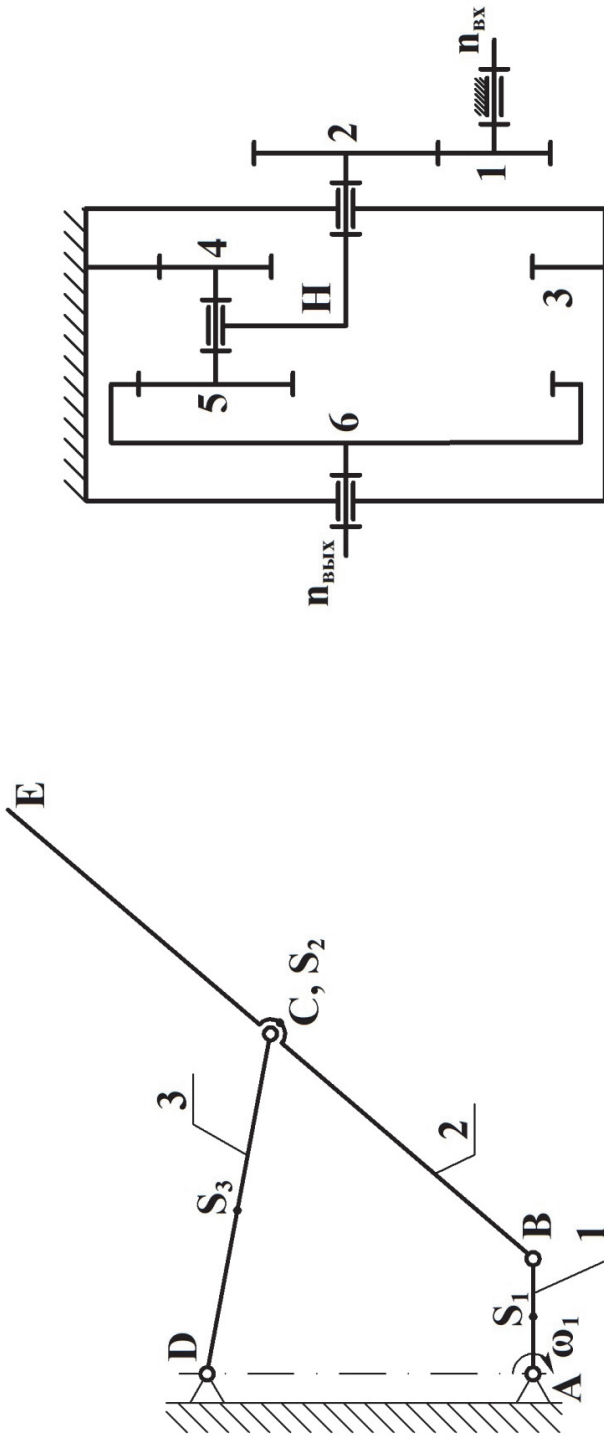


Рисунок 1

Рисунок 2

Вариант	l_{AB} , м	l_{AD} , м	l_{BC} , м	l_{CD} , м	l_{CE} , м	ω_1 , 1/с	$n_{вых}$, об/мин	$n_{вых}$, об/мин	м, мм	м, мм	Z_1	Z_2
1	0,015	0,045	0,06	0,06	0,06	4	2000	100	3	3	17	21
2	0,012	0,036	0,048	0,048	0,048	5	1800	90	3	3	18	26
3	0,013	0,039	0,052	0,052	0,052	6	1960	80	4	4	19	27

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 Теория механизмов и механика машин : учеб. для вузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. – М. : Высш. шк., 2001. – 496 с.

2 Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин : учеб. / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1998. – 640 с.

3 Артоболевский, И. И. Сборник задач по теории механизмов и машин : учеб. пособие / И. И. Артоболевский, Б. В. Эдельштейн. – М. : Наука, 2009. – 256 с.

4 Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Г. Н. Девойно [и др.]. – Минск. : Высшейш. шк., 1986. – 288 с.

5 Коннова, Г. В. Теория механизмов : учеб. пособие по курсовому проектированию / Г. В. Коннова, А. В. Ступин, В. К. Фурсов. – Комсомольск-на-Амуре : КнАГТУ, 1997. – 86 с.

6 РД ФГБОУ ВПО «КнАГТУ» 013-2012. Текстовые студенческие работы. Правила оформления. – Введ. 2012-09-20. – Комсомольск-на-Амуре : ФГБОУ ВПО «КнАГТУ», 2012. – 55 с.

7 РД ФГБОУ ВПО «КнАГТУ» 014.2011. Конструкторская документация. Правила оформления. – Введ. 2011-09-20. – Комсомольск-на-Амуре : ФГБОУ ВПО «КнАГТУ», 2011. – 55 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(обязательное)

**Основная надпись для курсовой работы
(первый лист каждого раздела
пояснительной записки)**

Technical drawing of a title block for a course paper. The drawing shows a rectangular frame with dimensions 185x40. The drawing includes a table for document control, a table for sheet information, and fields for document number, title, and department. Dimensions are indicated with arrows and numbers.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Никитин			
Проб.	Канюба			
Н.контр.	Канюба			
Утв.	Сарылов			

8ТМ1. 2. 00. 0000 ПЗ

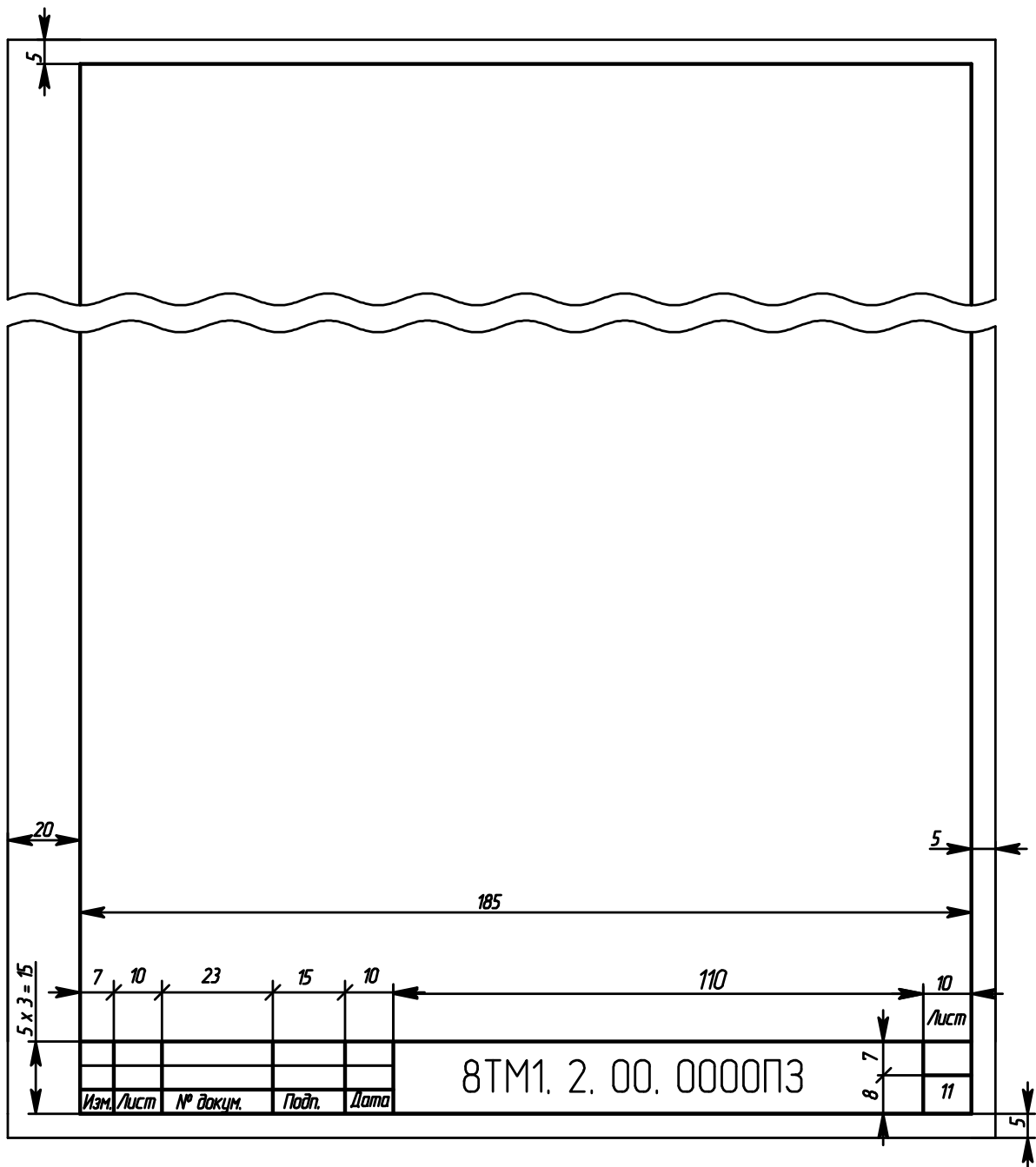
*Механизм
рычажный*

Лит.	Лист	Листов
У	7	27

Кафедра МАХП

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(обязательное)

**Основная надпись для курсовой работы
(последующие листы раздела
пояснительной записки)**



ПРИЛОЖЕНИЕ В
(обязательное)

Титульный лист пояснительной записки
курсовой работы

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет»

Институт КПМТО
Кафедра «Машины и аппараты химического производства»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовой работе

по дисциплине «Теория механизмов и машин»

Анализ и синтез механизмов

Студент группы 1ТМб3а-1 _____ А.С. Никитин
подпись, дата

Руководитель работы _____ Г.В. Коннова
подпись, дата

Нормоконтролёр _____ Г.В. Коннова
подпись, дата

2013

Учебное издание

Коннова Галина Витальевна
Ступин Александр Валерьевич
Фурсов Владимир Кириллович

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**

Учебное пособие

Под общей редакцией кандидата технических наук,
доцента Г. В. Конновой

Редактор Е. О. Колесникова

Подписано в печать 23.09.2013

Формат 60 × 84 1/16. Бумага писчая. Ризограф FR3950EP-α.
Усл. печ. л. 6,51. Уч.-изд. л. 6,22. Тираж 100 экз. Заказ 25769.

Редакционно-издательский отдел
Федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет»
681013, Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27.

Полиграфическая лаборатория
Федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет»
681013, Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27.