

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

КАФЕДРА МАШИНОВЕДЕНИЯ

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

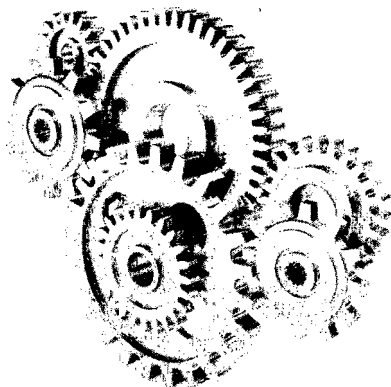
Методические указания

по выполнению курсовой работы для студентов специальностей:

1-36 09 01 «Машины и аппараты пищевой промышленности»,

1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,

1-37 01 07 «Автосервис»



УДК 621.01 (075)

В методическом указании содержится руководство по выполнению и оформлению курсовой работы. Приведен пример анализа и синтеза отдельных механизмов, а также учебные и справочные материалы по выполнению всех разделов работы. Предназначены для студентов специальностей 1-36.09.01 «Машины и аппараты пищевой промышленности», 1-37.01.06 «Техническая эксплуатация автомобилей» и 1-37.01.07 «Автосервис».

Составители: О.В. Мартиновская, ст. преподаватель,
А.С. Жук, ассистент.

Рецензент: зам. главного инженера, начальник конструкторско-технологического отдела ОАО «Брестмаш» Г.В. Юдич

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	4
2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ	7
3 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	14
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	50
ПРИЛОЖЕНИЯ	51
ПРИЛОЖЕНИЕ А Формы основных надписей для графических и текстовых документов.....	51
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Кинематика структурных групп II класса.....	52
ПРИЛОЖЕНИЕ В Последовательность силового расчёта групп Асура II класса	53
ПРИЛОЖЕНИЕ Г Расчёт планетарного редуктора.....	54
ПРИЛОЖЕНИЕ Д Значения инвалюты $inv \alpha$	56
ПРИЛОЖЕНИЕ Е Графическое дифференцирование методом хорд.....	57
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж Построение эвольвентного профиля зуба.....	58
ПРИЛОЖЕНИЕ З Примеры графической части курсовой работы	59

ВВЕДЕНИЕ

Машиностроение – одна из ведущих отраслей производства. Теория механизмов и машин (ТММ) – наука о методах исследования и проектирования, позволяющая выполнить первый этап проектирования конструкций, сооружений, систем машин и механизмов на основе разработанных ею методов. Дисциплина «Теория механизмов и машин» является научной основой для последующего изучения специальных дисциплин.

Освоение производства новых машин и оборудования невозможно без наличия фундаментальной базы, которой является наука о движении механизмов, машин и машинных агрегатов, а также их проектирование. Курсовая работа по ТММ является первой самостоятельной расчётно-графической работой.

На основе изучения студентами теоретических основ проектирования, выполнения лабораторных и практических работ, выполнения курсовой работы решается основная задача – овладение ими знаниями и умениями, необходимыми для исследования, расчетов и проектирования схем механизмов, создания надежных и экономических машин

Дисциплина «Теория механизмов и машин» базируется на аппарате математического анализа, векторной и линейной алгебры, дифференциальной геометрии и других разделах математики. В основу методов анализа положены теоремы и положения из теоретической механики.

Выполнение курсовой работы начинается с получения студентом индивидуального задания, подписанного руководителем проектирования, студентом и заведующим кафедрой. В задании указывается срок окончания выполнения курсовой работы, график работы на весь период, в течение которого преподаватели проводят консультации. По окончании каждого этапа проектирования студент предоставляет руководителю проекта оформленные листы пояснительной записки и чертёж.

Проверяя работу, преподаватель указывает все замечания и ошибки, которые необходимо устранить. После устранения замечаний курсовая работа получает оценку «допущена к защите». После этого работа защищается студентом на кафедре. Окончательная оценка учитывает качество выполнения работы и выявленные при защите знания, теоретическую подготовку студента.

Работы, выполненные небрежно, неполно и оформление которых не соответствует ЕСКД, не рецензируются и к защите не допускаются.

1 ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовая работа по ТММ состоит из пояснительной записки на 30-35 листах машинописного текста формата А4 и графической части на 3-х листах А-1.

Пояснительная записка оформляется согласно ГОСТ 2.105-95 и должна содержать:

- титульный лист,
- бланк задания,
- лист со схемами механизмов,
- содержание
- введение

- разделы согласно заданию,
- заключение,
- список использованных источников,
- приложения

Задание на курсовую работу утверждается зав. кафедрой и является официальным документом, на основании которого выполняется курсовая работа и оценивается полнота её разработки студентом. Пояснительная записка оформляется на одной стороне листа формата А4, имеющего стандартную рамку и штамп чернилами чёрного цвета (*Приложение А*). Текст пишется либо от руки разборчивым почерком или чертёжным шрифтом, либо печатается на компьютере 14 размером шрифта с одинарным межстрочным интервалом.

Пояснительная записка состоит из разделов и подразделов. Названия разделов должны строго соответствовать заданию. Каждый раздел текста нужно начинать с нового листа. Нумерация разделов и подразделов должна проводиться арабскими цифрами. Названия разделов записываются прописными буквами, а подразделов – строчными. Для выделения названий из текста надписи должны осуществляться более крупным шрифтом. Переносы слов в заголовках не допускаются. Точка в конце не ставится, текст не подчёркивается. Расстояние между заголовками и последующим текстом 15 мм. Текст должен быть чётким, кратким, но достаточным для пояснения выполненной работы. Используются единые термины, соответствующие терминам в научно-технической литературе. Не допускаются зачёркивания и сокращения слов кроме общепринятых (т.д., т.п...). Сокращённое написание размерности в тексте допускается только рядом с числом (25 мм, но «измеряем в миллиметрах»).

Страницы пояснительной записки нумеруются арабскими цифрами. Нумерация должна быть сквозной. Первой страницей является титульный лист, второй задание, последней нумеруется страница с надписью «ПРИЛОЖЕНИЯ». Номера страниц начинают проставлять с содержания, имеющего основную надпись высотой 40 мм (*приложение А*). В содержании должны последовательно перечисляться заголовки разделов и подразделов с указанием страницы, с которой они начинаются. В содержание включаются все заголовки, имеющиеся в записке.

Цифровой материал курсового проекта, как правило, оформляется в виде таблиц. Над таблицей в левом углу помещается надпись "Таблица", ставится номер раздела и её номер в разделе, после тире записывается название таблицы с заглавной буквы. Таблица может размещаться на нескольких страницах. В этом случае на новый лист переносится "шапка" таблицы или строка с номерами столбцов, а над таблицей пишется "Продолжение таблицы" и указывается её номер. Если внесённые в таблицу значения имеют различные размерности, то их указывают в заголовке каждой графы. Если же все величины имеют одну размерность, то сокращённое обозначение величины помещают над таблицей справа.

Текстовую часть необходимо снабжать иллюстрациями, выполненными в соответствии со стандартами. Количество иллюстраций должно быть достаточным для пояснения излагаемого текста. Рисунки нумеруются арабскими цифрами. Номер рисунка состоит из номера раздела и порядкового номера

рисунка в этом разделе, после этой надписи помещается название (подпису-
ночный текст).

Например: Рисунок 3.2 – Расчётная схема группы

В тексте пояснительной записки обязательно должны быть ссылки на помещённые в ней таблицы, рисунки, формулы и приведённую литературу.

Используемые в расчётах формулы размещаются по середине строки. Перенос формулы на новую строку допускается только на знаках выполняемых операций. При переносе формул на знаке умножения применяется знак "×". Пояснение символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, если они не пояснялись ранее в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой. Первая строка пояснения должна начинаться со слова "где" без двоеточия после него. Формулы должны нумероваться арабскими цифрами в пределах раздела. Номера состоят из номера раздела и порядкового номера формулы в этом разделе и указываются в круглых скобках справа на уровне формулы.

Пример: Скорость точки А определяем по формуле:

$$V_A = \omega_l \cdot l_{AO}, \quad (2.1)$$

где V_A – скорость точки А, м·с⁻¹;

l_{AO} – длина звена АО, м.

При ссылке на формулу в тексте, следует указывать её номер в круглых скобках, *пример:* "...в формуле (2.2) ...". Все заимствованные формулы приводятся со ссылкой на учебник.

Список литературы должен включать все использованные источники. Их порядок должен соответствовать порядку появления ссылок в пояснительной записке или в алфавитном порядке. Сведения о литературном источнике должны включать: фамилию и инициалы автора, название книги, место издания, издательство, год издания. Если книга написана группой авторов, их фамилии указываются в той последовательности, в какой они напечатаны в книге. Если количество авторов больше двух, допускается указывать фамилию только первого автора и слова "и др.". Ссылки на литературные источники в тексте обозначают порядковым номером книги в списке литературы, взятым в квадратные скобки.

Например: Построение профиля кулачка ведём методом обращённого движения [2].

Оформление графической части курсовой работы производится в соответствии с ЕСКД. Требуемые построения необходимо выполнять основными линиями, вспомогательные построения – тонкими. Вращательные кинематические пары изображают не закрашенными кружками диаметром 3...4 мм. Точки построения и центры масс обозначаются чёрными кружочками диаметром 1...2 мм. Надписи на чертежах выполняются чертёжным шрифтом и должны пояснять, что изображено и какой применён масштабный коэффициент или масштаб. При выполнении курсовой работы следует применять упрощённый вариант углового штампа. Пример заполнения основной надписи представлен в *приложении А*. Наименование листа записывается согласно заданию из раздела «Перечень графического материала».

2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

1 раздел курсовой работы

В первом разделе курсовой работы необходимо провести структурный анализ всех заданных механизмов: рычажного, зубчатого и кулачкового. Вычерчивается схема механизма, арабскими цифрами нумеруются все звенья, все кинематические пары обозначаются заглавными латинскими буквами. Затем даются названия всем звеньям механизма, выписываются и классифицируются кинематические пары, определяется число степеней свободы механизма.

Рычажный механизм разбивается на группы Ассура, которые отдельно вычерчиваются, и для каждой группы определяется число степеней свободы (для группы Ассура число степеней свободы должно равняться нулю). Выделение групп начинают от выходного звена, перемещаясь к начальному звену. Начальным является звено, рядом с которым проставлена стрелка, указывающая направление движения. Определяют класс и вид групп Ассура, после чего составляют формулу строения механизма, определяют класс и вид механизма.

2 раздел курсовой работы

Во втором разделе курсовой работы проводится кинематическое исследование рычажного механизма. В этом разделе должны быть решены задачи:

- определение положений и траекторий движения отдельных точек звеньев;
- определение линейных скоростей и ускорений точек звеньев механизма;
- определение угловых скоростей и ускорений звеньев механизма.

Кинематический анализ механизма проводим двумя методами: графоаналитическим и графическим. Выполнение графических построений и аналитических расчётов проводится параллельно в представленной далее последовательности.

Порядок выполнения второго раздела и первого листа графической части:

1. На листе ватмана формата А1 в соответствии с исходными данными, построить 12 положений механизма в масштабе длин μ_l . (За начальное положение принять одно из крайних положений *выходного звена*). Для этого траекторию движения кривошипа от начального положения разбить на 12 равных частей. Если второе крайнее положение выходного звена не попадает в число двенадцати построенных, необходимо построить дополнительно крайнее положение. Положения остальных точек механизма строятся методом засечек. Все положения нумеруются в направлении вращения кривошипа.

Схему механизма необходимо проверить на работоспособность: при любом положении кривошипа должны получаться положения всех звеньев. Одно из двенадцати положений (для которого приводится пример расчёта в пояснительной записке) выделить основными линиями, остальные изображаются тонкими. На звеньях отметить центры масс и построить траектории их движения.

2. В выбранном масштабе скоростей μ_v для всех 12 положений механизма построить планы скоростей.

Для построения плана скоростей рассчитать линейную скорость точки кривошипа. Выбрать произвольно полюс построения (P) и длину вектора, изображающего найденную скорость на плане (длина отрезка 50... 100 мм). Скорости остальных точек механизма определяются графически, в порядке их присоединения к уже найденным скоростям. Для этого составляются векторные системы уравнений движения точек. Примеры составления систем и направления векторов рассмотрены в *приложении Б*. Допустимо строить планы в разных масштабах, надписывая значения отличных от общего масштабов над планами.

Планы скоростей строятся основными линиями, на концах векторов ставятся стрелки и строчные буквы, обозначающие точки механизма, которым соответствуют вектора. Положения точек S_i на плане скоростей определяются из подобия отрезков, векторы скоростей центров масс строятся аналогично векторам других точек.

Определить численные значения скоростей точек и звеньев механизма, угловые скорости звеньев и занести их в таблицу. Для заданного положения привести полный расчёт параметров.

3. Для указанных в задании положений строим планы ускорений в масштабе μ_a . Построения ведём в той же последовательности, что и построение планов скоростей, путём использования таких же по кинематическому содержанию уравнений.

Для построения плана ускорений определяется ускорение точки начального звена, при этом считать начальное звено уравновешенным маховиком $\omega = \text{const}$, $\epsilon = 0$. Тогда $a_{ic}^r = 0$, $a_{ic}^n = a_{ic}$. Выбрать произвольно полюс построения (π) и длину вектора, изображающего рассчитанное ускорение на плане (длина отрезка 50... 150 мм). Ускорения остальных точек механизма определяются в порядке их присоединения к уже найденным ускорениям. Для этого составляются векторные системы уравнений. Примеры составления систем и направления векторов рассмотрены в *приложении Б*. Нормальное и кориолисово ускорения определяются аналитически, а тангенциальное и относительное – графически. Векторы ускорений точек и звеньев механизма строятся основными линиями, на концах векторов ставятся стрелки и строчные буквы. Остальные векторы строятся тонкими линиями. Положения точек S_i на плане ускорений определить из подобия отрезков.

Значения неизвестных ускорений рассчитать по длине векторов и масштабному коэффициенту. Найти величины угловых ускорений и занести их в таблицу.

4. Для расчётного положения механизма, выделенного основными линиями, показать направления угловых скоростей и ускорений звеньев.

5. Для построения годографа центра масс звена в произвольно выбранный полюс P параллельно переносим вектора скоростей заданного центра масс из всех планов скоростей. Если при построении планов скоростей использовались разные масштабные коэффициенты, то необходимо длины векторов привести к единому масштабу. Концы векторов соединить плавной кривой. Обычно, годографы строятся для центров масс шатунов или для заданных преподавателем точек.

6. Для выходного звена (одного, если их несколько) построить кинематические диаграммы перемещения, скорости и ускорения в зависимости от угла поворота кривошипа или от времени.

Диаграмму перемещения выходного звена строят по данным кинематической схемы механизма. Определяются масштабные коэффициенты по осям S и t (или φ) $\mu_s(\frac{M}{MM})$, $\mu_t(\frac{C}{MM})$ или $\mu_\varphi(\frac{rad}{MM})$. Затем методом графического дифференцирования получают диаграмму изменения скорости звена $V(t)$, а продифференцировав её, получают диаграмму изменения ускорения $a(t)$. Для графического дифференцирования предпочтительнее использовать метод хорд (приложение E), т.к. он даёт более высокую точность.

Точность графического метода исследования ниже, чем у других методов, поэтому в процессе его использования необходимо тщательно следить за нулевыми и экстремальными точками, это позволит увеличить точность результатов.

Значения скоростей и ускорений сносят в таблицу.

7. Определить величины погрешностей для двух методов определения скоростей и ускорений. Величина расхождений не должна превышать 5%.

3 раздел курсовой работы

В третьем разделе курсовой работы проводится силовой анализ рычажного механизма для заданного положения. Задачами силового анализа является определение реакций во всех кинематических парах механизма и определение внешней уравновешивающей.

Выполнение графических построений и аналитических расчётов проводится параллельно, в представленной последовательности.

1. Вычертить на **листе 2** в масштабе заданное положение механизма, нанести на схему механизма направления угловых скоростей и ускорений звеньев.

2. Приложить к схеме механизма известные внешние силы, силы инерции и моменты инерции, а также уравновешивающую силу P_y . Силы инерции приложить к центрам масс и направить в стороны, противоположные ускорениям центров масс \vec{a}_{si} , направление момента инерции противоположно угловому ускорению звена ϵ_i . Силы тяжести определить по известным массам звеньев механизма. Если масса звена не задана, считать силу тяжести незначительной и не учитывать.

3. Вычертить в масштабе группы Ассур и начальный механизм. Приложить к ним все силы и моменты инерции. P_y приложить к начальному звену перпендикулярно ему. Отброшенные звенья механизма (как подвижные, так и стойки) заменить реакциями. При этом учитывать, что

- направление реакции в шарнире изначально неизвестно, поэтому раскладываем её на нормальную (направленной по звену группы) и тангенциальную составляющие;

- направление реакции в поступательной паре перпендикулярно направляющей, но неизвестна точка приложения реакции, предварительно помещаем в центр масс звена.

4. Составить уравнения равновесия сил, приложенных к группе Ассура $\Sigma P_{ap}=0$. Реакции неизвестные по величине записать по краям уравнения. Желательно соблюдать последовательность: вначале записать все силы, действующие на одно звено, затем на другое. Это позволит в дальнейшем использовать построенный план сил для определения реакции действительной кинематической пары.

5. Построить план сил для каждой группы. Последовательность рассмотрения групп аналогична последовательности отсоединения групп Ассура, начинаем с выходного звена. Если необходимо определить более двух неизвестных в одном уравнении суммы сил, нужно предварительно составить уравнения моментов для определения одной или двух тангенциальных составляющих реакций. Последовательность силового расчёта внутри групп приведена в *приложении В*. Определить значения и направления всех реакций, плечи реакций в поступательных парах.

6. Составить уравнение моментов для начального механизма. Из него определить уравновешивающую силу P_y . Из плана сил начального механизма определить реакцию в стойке. При необходимости определить уравновешивающий момент M_y .

7. Методом Н.Е. Жуковского определить уравновешивающую силу P^*_y (или момент M^*_y). Для этого построить в произвольном масштабе повернутый план скоростей для заданного положения механизма и приложить, в соответствующих точках, все внешние силы, силы инерции и силы, заменяющие моменты инерции. P^*_y находится из уравнения моментов сил, приложенных к точкам плана, составленного относительно относительно полюса.

8. Сравнить силу P^*_y (или момент M^*_y) с величиной, полученной методом планов P_y (либо M_y), расхождение не должно превышать 5%.

4 раздел курсовой работы

В четвёртом разделе курсовой работы производится проектирование и расчёт заданной планетарной передачи, а также определение параметров и построение эвольвентного профиля прямозубого внешнего зацепления.

Можно разделить этот раздел на две задачи: первая – подбор зубьев планетарной передачи, определение необходимого числа сателлитов и кинематическое исследование полученного механизма; вторая – расчёт параметров зубчатой передачи, определение коэффициентов перекрытия и удельных скольжений, построение эвольвентного зацепления пары колёс, графика изменения коэффициентов удельного скольжения. Последовательность выполнения раздела:

1. Рассчитать передаточное отношение механизма, если оно не задано, и передаточное отношение планетарной передачи. При этом учитывать направления вращения колёс и водила.

2. Любым из известных способов подобрать числа зубьев колёс планетарного механизма. Учитывать ограничения: число зубьев колёс должно быть больше 17 для внешних и 85 для внутренних колёс, должны выполняться условия соосности, соседства и сборки (*приложение Г*). Расхождение передаточного отношения, полученного при подборе зубьев, с расчётным (заданным) может составлять до 2%. Определить число сателлитов k (или блоков сателлитов), k не должно превышать 5.

3. Определить делительные диаметры колёс передачи. В масштабе вычертить кинематическую схему зубчатого механизма на листе форматом А4 с чертёжным штампом. Обозначить звенья и кинематические пары.

4. Спроектировать все точки на нулевой прямой план скоростей. В произвольном масштабе построить план линейных скоростей точек зубчатого механизма. Используя полученную картину скоростей, построить план угловых скоростей механизма. С помощью отрезков, отсекаемых на плане угловых скоростей, рассчитать передаточное отношение спроектированного зубчатого механизма.

Определить погрешность графически полученного передаточного отношения и заданного по условию. Допустимое отклонение 5%.

5. Произвести расчёт параметров зубчатых колёс для вычерчивания эвольвентного зацепления. Проектируются колёса, число зубьев которых указаны в задании.

Вначале определить коэффициенты смещения колёс X_1, X_2 . Если у колеса количество зубьев больше 17, принять $X=0$, для второго колеса определить из неравенства $X_{min} = \frac{17-z}{z}$. Задав коэффициентами смещения, используя

приложение Д, определить угол зацепления передачи α_w . Рассчитать диаметры окружностей: делительной, основной, начальной, вершин и впадин; межосевое расстояние, угловой шаг; толщину зубьев по делительной окружности, высоту зуба, толщину зубьев по окружности вершин; радиусы скругления ножки и вершины зуба.

Проверить условие отсутствия заострения зуба. Если зубья заострены, можно уменьшить радиус окружности вершин или изменить величины коэффициентов смещения.

6. Построить на листе 3 картину эвольвентного зацепления. На каждом колесе вычертить по три зуба. Один из профилей зуба на каждом колесе должен быть выполнен по правилам построения эвольвенты, остальные – при помощи шаблонов. Масштаб построения выбрать так, чтобы высота зуба на чертеже была не менее 45 мм, центры колёс могут находиться вне чертежа.

Построение начинают с линии центров, на ней отмечают межосевое расстояние O_1O_2 . Из полученных точек провести окружности основные r_b , начальные r_w , вершин r_a и впадин r_f . Окружности r_{w1} и r_{w2} должны касаться, и точка их касания будет полюсом зацепления P . Через полюс проведём касательную $n-n$ к основным окружностям. Расстояние между точками касания N_1N_2 будет теоретической линией зацепления. Через полюс зацепления провести прямую $t-t$, перпендикулярную к межосевому расстоянию. Угол между прямыми $n-n$ и $t-t$ должен быть равен α_w .

7. Порядок построения эвольвенты представлен в приложении Ж. Для построения эвольвенты зуба колеса разделить отрезок PN_1 на равные части (например, 4). Нанести точки 1,2,3. Из точки N_1 радиусом PN_1 делаем засечку циркулем на основной окружности. Тогда длина дуги ON_1 будет равна длине отрезка PN_1 . Дугу ON_1 разделить на 4 равные части и из точек 1',2',3' провести касательные к основной окружности. На касательных отложить отрезки, соответствующие отрезкам линии PN_1 : из точки 3' откладываем отрезок $3P$, из точ-

ки $2'$ – отрезок $2P$, из точки $1'$ – отрезок $1P$. Соединить полученные точки $O, 1'', 2'', 3''$ и P на касательных, получаем эвольвенту OP .

Чтобы построить участок эвольвенты за полюсом P , нужно продлить касательную PN_1 за точку N_1 и отложить там точки 5 и 6 на расстояниях, равных N_11, N_12 соответственно. На основной окружности за точкой N_1 отложить дуги N_15', N_16' , равные дугам N_11' и N_12' . В точках $5'$ и $6'$ построить касательные. Из точки $5'$ на касательной отложить отрезок $P5$, из точки $6'$ отрезок $P6$. Точки $5''$ и $6''$, полученные на касательных, позволяют построить эвольвенту за полюсом P .

Эвольвента второго колеса строится аналогично.

8. От построенных эвольвент отложить по делительной окружности толщину зубьев и построить боковые профили остальных зубьев по шаблону. Ножку зуба, ниже основной окружности, построить по прямой, соединяющей точку на окружности r_b с центром колеса. Закругление ножки у окружности r_f строить в масштабе по расчётному значению ρ .

9. Точки пересечения окружностей вершин с теоретической линией зацепления дадут точки a и b , ab – активная линия зацепления. Рабочие участки профилей зубьев определить следующим построением: радиусами O_1a и O_2b проводятся дуги до пересечения с касающимися профилями зубьев. Участки профилей от окружности вершин до полученных точек являются рабочими. Выделить их штриховкой.

10. Рассчитать коэффициент перекрытия зубчатой передачи ϵ_v аналитически и графически, величина коэффициента для внешнего зацепления должна быть в интервале 1,05...1,9. Определить погрешность двух методов.

11. Построить диаграмму удельного скольжения профилей зубьев в масштабе $\mu_\lambda \left(\frac{1}{\text{мм}} \right)$.

5 раздел курсовой работы

В пятом разделе курсовой работы производится определение параметров кулачкового механизма и построение профиля кулачка. Полученный механизм должен быть наименьших размеров и обеспечивать заданный закон движения толкателя. Для выполнения раздела в исходных данных указаны: фазовые рабочие углы кулачка $\phi_y, \phi_0, \phi_в$; максимальное перемещение толкателя h (или ψ); допустимый угол давления $\beta_{\text{доп}}$; длина коромысла. Часть данных может отсутствовать и определяется аналитически.

Задача синтеза решается только графическим методом. Необходимые расчёты и пояснения приводятся в пояснительной записке.

1. В произвольном масштабе по оси S'' (либо ψ'') построить график аналога ускорения $S''(\phi)$ или $\psi''(\phi)$. При построении синусоиды и косинусоиды рекомендуется применять стандартные методы построения. По оси ϕ – угол поворота кулачка – выбрать масштаб $\mu_\phi \left(\frac{\text{рад}}{\text{мм}} \right)$. Методом графического интегрирования построить график аналога скорости толкателя $S'(\phi)$ или $\psi'(\phi)$. Для этого участки графиков ϕ_y и $\phi_в$ разбить на 6-10 равных частей. Повторно проинтегрировав полученный график, построить график движения толкателя $S(\phi)$ (ко-

ромысла $\psi(\phi)$). Рассчитать масштабный коэффициент $\mu_s \left(\frac{MM}{MM} \right)$ по оси S (либо

$\mu_\psi \left(\frac{\text{град}}{MM}, \left(\frac{\text{рад}}{MM} \right) \right)$ по оси ψ . Затем, зная расстояния до полюсов интегрирования, последовательно определить масштабы для S', S'' - $\mu_{s'} \left(\frac{1}{MM} \right)$ и $\mu_{s''} \left(\frac{1}{MM} \right)$,

либо $\mu_{\psi'}$ и $\mu_{\psi''} \left(\frac{1}{MM} \right)$.

Обратить внимание на то, что произвольное построение графиков аналога ускорения, без предварительного вычисления масштаба, приводит к тому, что кривые, полученные для фаз удаления и возврата, имеют разные масштабные коэффициенты.

2. Определить минимальный радиус кулачка r_{min} , а также величину смещения (ϵ) для механизмов с поступательно движущимся толкателем или межосевое расстояние для механизмов с коромыслом. Для этого построить график S (S') или ψ (ψ). Если проектируется профиль кулачка с тарельчатым толкателем, то используется график S (S''). Масштабные коэффициенты по двум

осям должны быть приведены к одной величине $\mu_{s'} = \mu_s$. Нужный график получить исключением координаты ϕ из ранее построенных графиков. К полученной кривой провести касательные по заданному углу давления ϑ_{don} . Пересечение кривых даст область возможного положения центра кулачка. Выбрав центр, по чертежу определяются остальные параметры. Описать в пояснительной записке определение вышеуказанных параметров.

3. Построить центральной (теоретический) профиль кулачка. Центральной профиль кулачка строится методом обращения движения. Исходными данными являются фазовые углы кулачка, найденные раньше параметры и график перемещения толкателя (поворота коромысла). Вычерчивается окружность радиусом r_{min} , разбивается на заданные фазовые углы. Фазовые углы делятся на части соответственно графику S''(ϕ) либо $\psi''(\phi)$. На лучах, проходящих через полученные на окружности точки, откладываются мгновенные положения толкателя.

4. Построить действительный профиль кулачка, для этого определить радиус ролика, для плоского толкателя – радиус тарелки. Радиус ролика выбирается по двум условиям: отсутствие заострения кулачка и конструктивных соображений. Действительный профиль кулачка строится как огибающая положения ролика кривая (эквидистантная теоретическому профилю). Ролик изображается множеством окружностей выбранного радиуса, в масштабе построения; центром окружностей является теоретическая кривая.

Действительный профиль кулачка с плоским толкателем находится как огибаемая положений толкателя. Радиус тарелки определяется по графику аналога скорости.

Описать построение профилей кулачка, определение неизвестных размеров и масштабов в пояснительной записке.

3. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

1 СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

1.1 Структурный анализ рычажного механизма

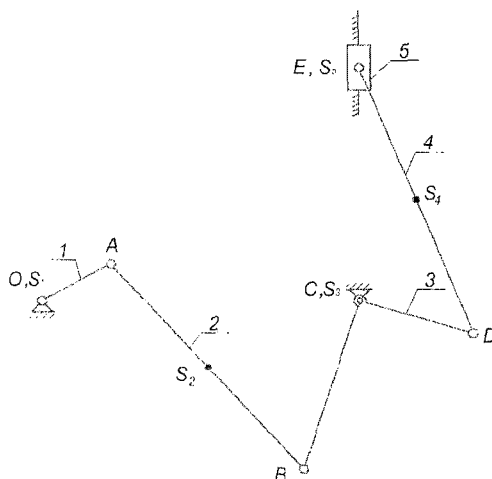


Рисунок 1.1 – Схема рычажного механизма

Обозначаем звенья механизма:

1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло; 4 – шатун; 5 – ползун.

Кинематические пары механизма:

O (1-0) – вращательная пара 5 класса;

A (1-2) – вращательная пара 5 класса;

B (2-3) – вращательная пара 5 класса;

C (3-0) – вращательная пара 5 класса;

D (3-4) – вращательная пара 5 класса;

E' (4-5) – вращательная пара 5 класса;

E (5-0) – поступательная пара 5 класса.

Число всех звеньев механизма: $m = 6$. Число подвижных звеньев механизма: $n = 5$.

Число степеней свободы плоского механизма определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_5 - P_4, \quad (1.1)$$

где W – число степеней свободы механизма;

n – число подвижных звеньев механизма;

P_5 – число пар 5-го класса (низшие пары);

P_4 – число пар 4-го класса (высшие пары).

Число степеней свободы для нашего механизма будет равным

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Раскладываем механизм на группы Ассура.

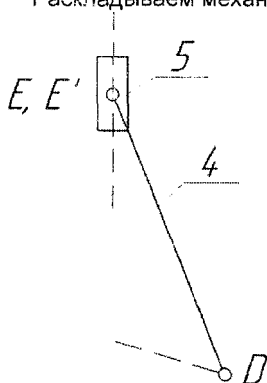


Рисунок 1.2 – Группа Ассура 4-5

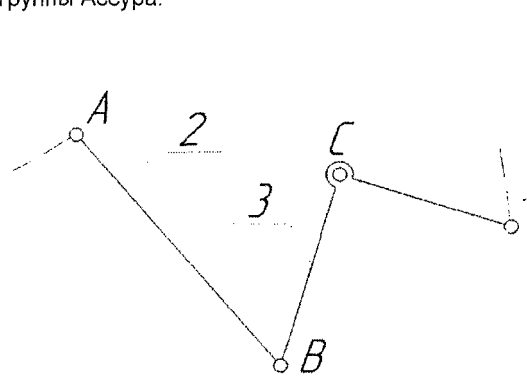


Рисунок 1.3 – Группа Ассура 2-3

Рассмотрим группу Ассура 4-5.

E', D – мнимые пары; E – действительная пара.

Число звеньев группы: $n = 2$. Число пар группы: $P_5 = 3$.

Число степеней свободы группы определяется по формуле:

$$W_{гр} = 3 \cdot n - 2 \cdot P_5, \quad (1.2)$$

где $W_{гр}$ – степень свободы группы.

Число степеней свободы группы 4-5 будет равным

$$W_{4-5} = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0.$$

Формула группы: $\frac{4-5}{\text{Шкл., 2 вид}}$.

Рассмотрим группу Ассура 2-3.

C, A – мнимые пары; B – действительная пара.

Число звеньев группы: $n = 2$. Число пар группы: $P_5 = 3$.

Число степеней свободы группы 2-3 определяем по формуле (1.2):

$$W_{2-3} = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0.$$

Формула группы: $\frac{2-3}{\text{Шкл., 1 вид}}$.

Рассмотрим начальный механизм 0-1.

O – действительная пара.

Число звеньев группы: $n = 1$. Число пар группы: $P_5 = 1$.

Число степеней свободы начального механизма 0-1 определяем по формуле (1.2):

$$W_{0-1} = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1.$$

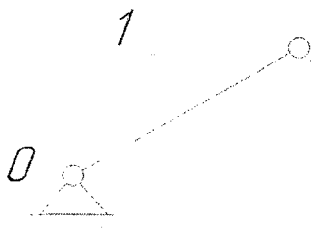


Рисунок 1.4 – Начальный механизм

Формула группы: $\frac{0-1}{HM}$.

Структурная формула механизма: $\frac{0-1}{HM} \rightarrow \frac{2-3}{II кл., 1 вид} \rightarrow \frac{4-5}{II кл., 2 вид}$.

Механизм II класса, 2 вида.

1.2 Структурный анализ кулачкового механизма

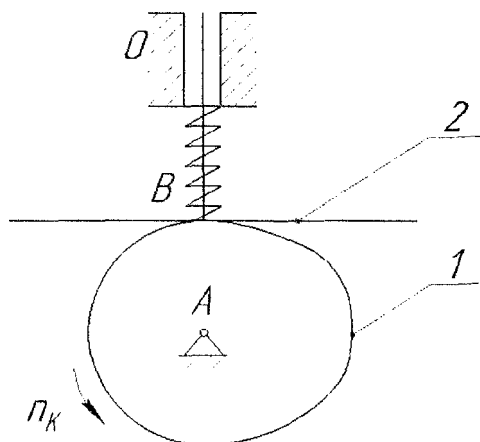


Рисунок 1.5 – Схема кулачкового механизма

Обозначаем звенья механизма: 1-кулачок, 2-тарельчатый толкатель.

Кинематические пары механизма:

A (1-0) – вращательная пара 5 класса;

B (1-2) – пара 4 класса;

O (2-0) – поступательная пара 5 класса;

Число всех звеньев механизма: $m = 3$. Число подвижных звеньев механизма: $n = 2$.

Число степеней свободы механизма определяем по формуле (1.1):

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

1.3 Структурный анализ зубчатого механизма

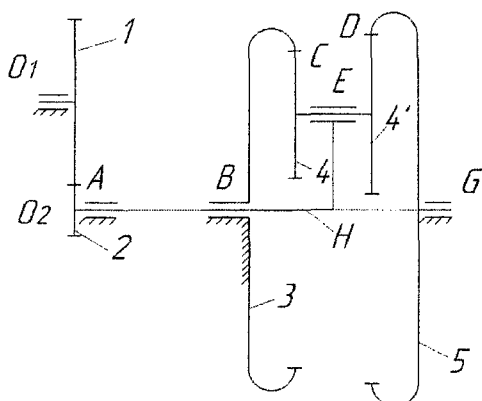


Рисунок 1.6 – Схема зубчатого механизма

Обозначаем звенья механизма: 1, 2 – зубчатые колеса рядовой передачи; 3 – центральное опорное колесо (неподвижное); 5 – центральное солнечное колесо; H – водило; 4, 4' – блок сателлитов.

Кинематические пары механизма:

O_1 (1-0) – пара 5 класса;

E (H-4) – пара 5 класса;

A (1-2) – пара 4 класса;

D (4'-5) – пара 4 класса;

B (H-0) – пара 5 класса;

G (5-0) – пара 5 класса.

C (4-3) – пара 4 класса;

Число всех звеньев механизма: $m = 5$. Число подвижных звеньев механизма: $n = 4$.

Число степеней свободы механизма определяется по формуле (1.1):

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

Так как число степеней свободы зубчатого механизма, имеющего водило и сателлиты, равно единице, то зубчатый механизм является планетарным.

2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

2.1 Построение планов положений механизма

Планы положения механизма строим методом засечек, для определения длин звеньев в миллиметрах задаем масштабный коэффициент:

$$\mu_L = \frac{L_{OA}}{OA}, \quad (2.1)$$

где L_{OA} – длина звена OA, м;

OA – длина звена OA на плане положений (принимаем OA = 50 мм).

$$\mu_L = \frac{0,1}{50} = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Длины звеньев на чертеже определяются по формуле:

$$AB = \frac{L_{AB}}{\mu_L}, \quad (2.2)$$

где AB – длина звена AB на плане положений, мм;

L_{AB} – длина звена механизма, м.

Длины звеньев на чертеже:

$$\begin{aligned} AB &= \frac{0,37}{0,002} = 185 \text{ мм}, & BC &= \frac{0,24}{0,002} = 120 \text{ мм}, & CD &= \frac{0,15}{0,002} = 75 \text{ мм}, \\ DE &= \frac{0,39}{0,002} = 195 \text{ мм}, & AS_2 &= \frac{0,185}{0,002} = 92,5 \text{ мм}, & DS_4 &= \frac{0,195}{0,002} = 97,5 \text{ мм}, \\ OC &= \frac{0,4}{0,002} = 200 \text{ мм}. \end{aligned}$$

2.2 Построение планов скоростей

Определяем угловую скорость кривошипа:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \quad (2.3)$$

где ω_1 – угловая скорость кривошипа, с^{-1} ;

n_1 – частота вращения кривошипа, мин^{-1} .

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 240}{30} = 25,12 \text{ с}^{-1}.$$

Определяем скорость точки A механизма:

$$V_A = \omega_1 \cdot L_{OA}, \quad (2.4)$$

где V_A – скорость точки A , м/с.

$$V_A = 25,12 \cdot 0,1 = 2,512 \text{ м/с}.$$

Определяем масштабный коэффициент плана скоростей:

$$\mu_V = \frac{V_a}{\rho_a}, \quad (2.5)$$

где ρ_a – вектор скорости точки A (принимая $\rho_a = 100$ мм).

$$\mu_V = \frac{2,512}{100} = 0,025 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

Строим план скоростей. Из выбранного полюса p откладываем вектор ρ_a перпендикулярно звену OA по направлению угловой скорости ω_1 . Неизвестные величины скоростей точек звеньев определяем на основе графического решения системы векторных уравнений.

Определим скорость точки B . Точка B принадлежит 2 и 3 звеньям:

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} & (\vec{V}_{BA} \perp AB), \\ \vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC} & (\vec{V}_{BC} \perp BC). \end{cases}$$

$V_C = 0$ – т.к. стойка неподвижна.

Из конца вектора ra откладываем линию действия \vec{V}_{BA} перпендикулярно звену AB . Из полюса r откладываем линию действия \vec{V}_{BC} перпендикулярно звену BC . Соединяем полюс r с точкой пересечения линий действия \vec{V}_{BA} и \vec{V}_{BC} , получаем вектор скорости точки B .

Определим скорость точки D . Так как точка D принадлежит звену 3, найдем ее скорость из теоремы подобия:

$$\frac{L_{DC}}{L_{BC}} = \frac{dc}{bc} \Rightarrow dc = \frac{L_{DC} \cdot bc}{L_{BC}},$$

где bc и dc – длины соответствующих звеньев на плане скоростей, мм;

L_{BC} и L_{DC} – длины звеньев, м.

Для 11-го положения механизма:

$$dc = \frac{0,15 \cdot 115,6}{0,24} = 72,25 \text{ мм.}$$

Откладываем полученный вектор на плане с учетом направления угловой скорости звена 3.

Определим скорость точки E . Точка E принадлежит 4 и 5 звеньям:

$$\begin{cases} \vec{V}_E = \vec{V}_D + \vec{V}_{ED} & (\vec{V}_{ED} \perp DE), \\ \vec{V}_E = \vec{V}_{X-X} + \vec{V}_{EX-X} & (\vec{V}_{EX-X} \parallel X-X). \end{cases}$$

$\vec{V}_{X-X} = 0$ – т.к. направляющая ползуна неподвижна.

Из конца вектора pd откладываем линию действия \vec{V}_{ED} перпендикулярно звену DE . Из полюса p откладываем линию действия \vec{V}_{EX-X} параллельно направляющей $X-X$. Соединяем полюс p с точкой пересечения линий действия \vec{V}_{ED} и \vec{V}_{EX-X} , получаем вектор скорости точки E .

Определим скорости точек S_2 и S_4 , принадлежащих звеньям 2 и 4, из теоремы подобия:

$$\begin{aligned} \frac{L_{AS_2}}{L_{AB}} = \frac{as_2}{ab} &\Rightarrow as_2 = \frac{L_{AS_2} \cdot ab}{L_{AB}}, \\ \frac{L_{DS_4}}{L_{DE}} = \frac{ds_4}{de} &\Rightarrow ds_4 = \frac{L_{DS_4} \cdot de}{L_{DE}}. \end{aligned}$$

Для 11-го положения механизма:

$$as_2 = \frac{0,185 \cdot 80}{0,37} = 40 \text{ мм},$$

$$ds_4 = \frac{0,195 \cdot 23}{0,39} = 11,5 \text{ мм}.$$

Откладываем рассчитанные отрезки на плане скоростей. Соединяем найденные точки с полюсом p . Получаем вектор скоростей точек S_2 и S_4 .

2.3 Определение значений скоростей точек и звеньев механизма

Значения скоростей точек и звеньев определим по формуле:

$$V_i = \overline{PV_i} \cdot \mu_v, \quad (2.6)$$

где V_i – линейная скорость точки или звена, м/с;

$\overline{PV_i}$ – вектор скорости точки или звена на плане скоростей, мм.

Для 11-го положения механизма:

$$V_B = V_{BC} = pb \cdot \mu_v = 115,5 \cdot 0,025 = 2,89 \text{ м/с},$$

$$V_D = V_{CD} = pd \cdot \mu_v = 72 \cdot 0,025 = 1,8 \text{ м/с},$$

$$V_E = pe \cdot \mu_v = 60,5 \cdot 0,025 = 1,51 \text{ м/с},$$

$$V_{S_2} = ps_2 \cdot \mu_v = 100,5 \cdot 0,025 = 2,51 \text{ м/с},$$

$$V_{S_4} = ps_4 \cdot \mu_v = 66 \cdot 0,025 = 1,65 \text{ м/с},$$

$$V_{AB} = ab \cdot \mu_v = 80 \cdot 0,025 = 2 \text{ м/с},$$

$$V_{DE} = de \cdot \mu_v = 23 \cdot 0,025 = 0,58 \text{ м/с}.$$

Аналогично рассчитываются значения скоростей точек и звеньев для оставшихся 11 планов положений. Длины векторов, снятые с планов скоростей, сводим в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Значения векторов скоростей, мм

	pa	ab	$pb=bc$	$pd=dc$	pe	de	ps_2	ps_4
1		101	2	1	1	0	49,5	1
2		58,5	62,5	39	38	2,5	78	38,5
3		23	94	59	52	14,5	96,5	55
4		8	99	62	46	28,5	99,5	52,5
5		40	82	51	31	32,5	89	39
6		74	48	30	15	22	69	21
7	100	98	7,5	5	2	3,5	51,5	3
7'		100	0	0	0	0	50	0
8		98	30,5	19	9	14,5	55,5	13
9		68	66	41	23	28,5	78	30
10		2	99,5	62	42	34	99,5	50
11		80	115,5	72	60,5	23	100,5	66
12		123,5	80	50	48,5	4	66,5	49

Рассчитанные скорости точек и звеньев для 12 положений механизма сведим в таблицу 2.2.

Угловые скорости звеньев определяются по формуле:

$$\omega = \frac{V}{L}, \quad (2.7)$$

где ω – угловая скорость звена, c^{-1} ;

V – скорость звена, м/с;

L – длина звена, м.

Определим угловые скорости для 11 положения механизма:

$$\omega_2 = \frac{V_{AB}}{L_{AB}} = \frac{2}{0,37} = 5,41 \text{ c}^{-1}, \quad \omega_3 = \frac{V_{BC}}{L_{BC}} = \frac{2,89}{0,24} = 12,04 \text{ c}^{-1}, \quad \omega_4 = \frac{V_{DE}}{L_{DE}} = \frac{0,58}{0,39} = 1,46 \text{ c}^{-1}.$$

Аналогично находим угловые скорости других звеньев, полученные результаты сведем в таблицу 2.3.

Таблица 2.2 – Значения скоростей точек и звеньев механизма, м/с

	V_A	V_{AB}	$V_B = V_{BC}$	$V_D = V_{CD}$	V_E	V_{DE}	V_{S2}	V_{S4}
1	2,5	2,53	0,05	0,03	0,03	0	1,24	0,03
2		1,46	1,56	0,98	0,95	0,06	1,95	0,96
3		0,58	2,35	1,48	1,3	0,36	2,41	1,38
4		0,2	2,48	1,55	1,15	0,71	2,49	1,31
5		1,0	2,05	1,28	0,78	0,81	2,23	0,98
6		1,85	1,2	0,75	0,38	0,55	1,73	0,53
7		2,45	0,19	0,13	0,05	0,09	1,29	0,08
7'		2,5	0	0	0	0	1,25	0
8		2,45	0,76	0,48	0,23	0,36	1,39	0,33
9		1,7	1,65	1,03	0,58	0,71	1,95	0,75
10		0,05	2,49	1,55	1,05	0,85	2,49	1,25
11		2	2,89	1,8	1,51	0,58	2,51	1,65
12	3,09	2	1,25	1,21	0,1	1,66	1,23	

Таблица 2.3 – Значения угловых скоростей звеньев механизма, c^{-1}

	ω_2	ω_3	ω_4
1	6,84	0,21	0
2	3,95	6,5	0,15
3	1,57	9,79	0,92
4	0,54	10,33	1,82
5	2,7	8,54	2,08
6	5	5	1,41
7	6,62	0,79	0,23
7'	6,76	0	0
8	6,62	3,17	0,92
9	4,59	6,88	1,82
10	0,14	10,38	2,18
11	5,41	12,04	1,49
12	8,35	8,33	0,26

2.4 Построение планов ускорений

Строим план ускорений для 11-го положения.

Для определения ускорения точки A разложим его на нормальную и тангенциальную составляющие:

$$\bar{a}_A = \bar{a}_{AO}^n + \bar{a}_{AO}^t, \quad (2.8)$$

где \bar{a}_{AO}^n – нормальное ускорение точки A , м/с^2 ;

\bar{a}_{AO}^t – тангенциальное ускорение точки A , м/с^2 .

Тангенциальное ускорение точки A равно нулю ($\bar{a}_{AO}^t = 0 \text{ м/с}^2$), так как по заданию угловое ускорение кривошипа OA равно нулю ($\varepsilon_1 = 0$). Нормальное ускорение точки A определяется по формуле:

$$a^n = \omega^2 \cdot L, \quad (2.9)$$

где ω – угловая скорость звена, с^{-1} ;

L – длина звена, м .

Ускорение точки A будет равно:

$$a_A = a_{AO}^n = 25,12^2 \cdot 0,1 = 63,1 \text{ м/с}^2.$$

Определим масштабный коэффициент плана ускорений:

$$\mu_a = \frac{a_A^n}{\pi a}, \quad (2.10)$$

где μ_a – масштабный коэффициент плана ускорений, $\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$;

πa – длина вектора ускорения точки A на плане, мм .

$$\mu_a = \frac{63,1}{140} = 0,45 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}.$$

Вектор ускорения точки A откладываем из выбранного полюса π параллельно звену OA по направлению к центру вращения звена (к точке O).

Составим систему уравнений для определения ускорения точки B :

$$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t & (\bar{a}_{BA}^n \parallel AB; \bar{a}_{BA}^t \perp AB), \\ \bar{a}_B = \bar{a}_C + \bar{a}_{BC}^n + \bar{a}_{BC}^t & (\bar{a}_{BC}^n \parallel BC; \bar{a}_{BC}^t \perp BC). \end{cases}$$

Нормальное ускорение звена AB определим по формуле (2.9):

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot L_{AB} = 5,41^2 \cdot 0,37 = 10,83 \text{ м/с}^2.$$

Длину вектора, изображающего нормальное ускорение a_{BA}^n на чертеже, определим по формуле:

$$n_2 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} \quad (2.11)$$

Тогда:

$$n_2 = \frac{10,83}{0,45} = 24,06 \text{ мм.}$$

Нормальное ускорения звена BC определяем аналогично:

$$a_{BC}^n = \omega_3^2 \cdot L_{BC} = 12,04^2 \cdot 0,24 = 34,79 \text{ м / с}^2.$$

На чертеже вектор нормального ускорения для звена BC равен

$$n_3 = \frac{34,79}{0,45} = 77,31 \text{ мм.}$$

Так как стойка неподвижна, то ускорения точки C равно нулю ($a_C = 0 \text{ м / с}^2$).

Из конца вектора Pa откладываем вектор нормального ускорения n_2 параллельно звену AB по направлению к центру вращения звена (к точке A звена). Из конца вектора перпендикулярно проводим линию действия $\overline{a_{BA}^t}$. Так как ускорение точки C равно нулю, следовательно, из полюса откладываем вектор нормального ускорения n_3 параллельно звену BC по направлению к центру вращения звена (точке C звена). Из конца построенного вектора перпендикулярно проводим линию действия $\overline{a_{BC}^t}$. Пересечение линий действия $\overline{a_{BA}^t}$ и $\overline{a_{BC}^t}$ даст искомую точку b . Соединяем ее с полюсом и получаем вектор ускорения $\overline{a_B}$.

Ускорение точки D определим исходя из теоремы подобия:

$$\frac{L_{DC}}{L_{BC}} = \frac{dc}{bc} \Rightarrow dc = \frac{L_{DC} \cdot bc}{L_{BC}},$$

где dc и bc – вектора ускорений на плане, мм.

$$dc = \frac{0,15 \cdot 78,18}{0,24} = 48,86 \text{ мм.}$$

Откладываем полученный вектор на плане согласно теореме подобия. Составим систему уравнений для определения ускорения точки E :

$$\begin{cases} \overline{a_E} = \overline{a_D} + \overline{a_{ED}^n} + \overline{a_{ED}^t} & (\overline{a_{ED}^n} \parallel DE; \overline{a_{ED}^t} \perp ED), \\ \overline{a_E} = \overline{a_{X-X}} + \overline{a_{EX-X}^k} + \overline{a_{EX-X}^t} & (\overline{a_{EX-X}^t} \parallel X-X). \end{cases}$$

Нормальное ускорение звена ED определим по формуле (2.9):

$$a_{ED}^n = \omega_4^2 \cdot L_{ED} = 1,49^2 \cdot 0,39 = 0,87 \text{ м / с}^2.$$

Длину вектора нормального ускорения определим по формуле (2.11):

$$n_4 = \frac{a_{ED}^n}{\mu_a} = \frac{0,87}{0,45} = 1,9 \text{ мм.}$$

Направляющая $X-X$ неподвижна, поэтому $\overline{a_{X-X}} = 0$. Точка E движется поступательно, поэтому $\overline{a_{EX-X}^k} = 0$.

Из конца вектора $\overline{a_D}$ проводим вектор нормального ускорения n_4 параллельно звену ED по направлению к центру вращения звена (к точке D звена). Из конца вектора n_4 перпендикулярно проводим линию действия $\overline{a_{ED}^t}$. Так как ускорение направляющей $X-X$ равно нулю, следовательно, линию действия относительного ускорения $\overline{a_{EX-X}^r}$ проводим параллельно направляющей $X-X$ из полюса Π . Пересечение линий действия $\overline{a_{ED}^t}$ и $\overline{a_{EX-X}^r}$ даст искомую точку e . Соединяем ее с полюсом и получаем вектор ускорения $\overline{a_e}$.

Определяем ускорения точек S_2 и S_4 исходя из теоремы подобия:

$$\frac{L_{AS_2}}{L_{AB}} = \frac{as_2}{ab} \Rightarrow as_2 = \frac{L_{AS_2} \cdot ab}{L_{AB}},$$

$$\frac{L_{DS_4}}{L_{DE}} = \frac{ds_4}{de} \Rightarrow ds_4 = \frac{L_{DS_4} \cdot de}{L_{DE}}.$$

Тогда:

$$as_2 = \frac{0,185 \cdot 198,4}{0,37} = 99,2 \text{ мм,}$$

$$ds_4 = \frac{0,195 \cdot 51,26}{0,39} = 25,63 \text{ мм.}$$

Откладываем на плане ускорений найденные отрезки, соединяем их с полюсом Π , получаем вектор ускорения $\overline{a_{S_2}}$ и $\overline{a_{S_4}}$.

Аналогично строим план ускорения для 3-го положения механизма. Определим значения нормальных ускорений для 2, 3 и 4 звеньев:

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot L_{BA} = 1,57^2 \cdot 0,37 = 0,91 \text{ м / с}^2,$$

$$a_{BC}^n = \omega_3^2 \cdot L_{BC} = 9,79^2 \cdot 0,24 = 23 \text{ м / с}^2,$$

$$a_{ED}^n = \omega_4^2 \cdot L_{ED} = 0,92^2 \cdot 0,39 = 0,33 \text{ м / с}^2.$$

Величины векторов нормального ускорения на плане для 2, 3 и 4 звеньев:

$$n_2 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{0,91}{0,45} = 2 \text{ мм},$$

$$n_4 = \frac{a_{ED}^n}{\mu_a} = \frac{0,33}{0,45} = 0,7 \text{ мм},$$

$$n_3 = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a} = \frac{23}{0,45} = 51,2 \text{ мм}.$$

2.5 Определение значений ускорений точек и звеньев механизма

Ускорения точек и звеньев механизма определяем, используя построенные планы ускорений, по формуле:

$$a_i = \overline{a_i} \cdot \mu_a, \quad (2.12)$$

где a_i – ускорение точки или звена, м/с²;

$\overline{a_i}$ – вектор ускорения точки или звена (снимается с плана ускорения), мм.

Определим ускорение точек и звеньев для 11-го положения механизма по формуле (2.12):

$$a_B = pb \cdot \mu_a = 78,5 \cdot 0,45 = 35,33 \text{ м / с}^2,$$

$$a_D = pd \cdot \mu_a = 49 \cdot 0,45 = 22,05 \text{ м / с}^2,$$

$$a_{S_2} = ps_2 \cdot \mu_a = 55 \cdot 0,45 = 24,75 \text{ м / с}^2,$$

$$a_{S_4} = ps_4 \cdot \mu_a = 29 \cdot 0,45 = 13,05 \text{ м / с}^2,$$

$$a_{S_5} = a_E = pe \cdot \mu_a = 24,5 \cdot 0,45 = 11,03 \text{ м / с}^2.$$

Определим тангенциальные ускорения для 11-го положения механизма по формуле (2.12):

$$a_{BA}^t = t_2 \cdot \mu_a = 197 \cdot 0,45 = 88,65 \text{ м / с}^2,$$

$$a_{BC}^t = t_3 \cdot \mu_a = 11,5 \cdot 0,45 = 5,18 \text{ м / с}^2,$$

$$a_{DE}^t = t_4 \cdot \mu_a = 51 \cdot 0,45 = 22,95 \text{ м / с}^2.$$

Угловые ускорения звеньев определяем по формуле:

$$\varepsilon_i = \frac{a_i^t}{L_i}, \quad (2.13)$$

где ε_i – угловое ускорение звена, с⁻²;

a_i^t – тангенциальное ускорение звена, м/с²;

L_i – длина звена, м.

Определяем значения угловых ускорений для 11-го положения по формуле (2.13):

$$\varepsilon_2 = \frac{88,65}{0,37} = 239,59 \text{ с}^{-2}, \quad \varepsilon_4 = \frac{22,95}{0,39} = 59,85 \text{ с}^{-2},$$

$$\varepsilon_3 = \frac{5,18}{0,24} = 21,58 \text{ с}^{-2}.$$

Определим ускорение точек и звеньев для 3-го положения механизма:

$$a_B = 69 \cdot 0,45 = 31,05 \text{ м / с}^2,$$

$$a_D = 43 \cdot 0,45 = 19,35 \text{ м / с}^2,$$

$$a_{S_2} = 101,5 \cdot 0,45 = 45,68 \text{ м / с}^2,$$

$$a_{S_4} = 23 \cdot 0,45 = 10,35 \text{ м / с}^2,$$

$$a_{S_5} = a_E = 6 \cdot 0,45 = 2,7 \text{ м / с}^2.$$

Определим тангенциальные ускорения звеньев для 3-го положения механизма по формуле (2.12):

$$a_{BA}^t = 86 \cdot 0,45 = 38,7 \text{ м / с}^2,$$

$$a_{BC}^t = 46 \cdot 0,45 = 20,7 \text{ м / с}^2,$$

$$a_{DE}^t = 40,5 \cdot 0,45 = 18,23 \text{ м / с}^2.$$

Определим значения угловых ускорений для 3-го положения механизма:

$$\varepsilon_2 = \frac{38,7}{0,37} = 104,59 \text{ с}^{-2}, \quad \varepsilon_3 = \frac{20,7}{0,24} = 86,25 \text{ с}^{-2}, \quad \varepsilon_4 = \frac{18,23}{0,39} = 46,74 \text{ с}^{-2}.$$

2.6 Определение скоростей и ускорений выходного звена графическим методом

2.6.1 Построение диаграммы перемещения

По найденным положениям выходного звена, вычерченным при построении планов положений механизма, строим диаграмму перемещений для точки E . Так как по условию $\omega_i = const$, то ось абсцисс является не только осью угла ϕ поворота кривошипа, но и осью времени t .

Масштабный коэффициент для диаграммы перемещений по оси S определяется по формуле (2.1) и будет равным $\mu_S = 0,002 \frac{\text{М}}{\text{ММ}}$. Значения перемещений выходного звена снимаем с плана положений механизма и заносим в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Перемещение выходного звена, мм

Положения кривошипа	1	2	3	4	5	6	7	7'	8	9	10	11	12
S	0	5,5	17,5	31	41	47	50	49	48	44	35,5	22	7

По оси времени t откладываем отрезок равный 180 мм, и делим его на 12 равных частей. Далее вычисляем масштабный коэффициент времени:

$$\mu_t = \frac{60 / n_1}{L}, \quad (2.14)$$

где μ_t – масштабный коэффициент по оси времени (t), $\frac{с}{мм}$;

L – длина отрезка на оси абсцисс (принимая равным 180 мм);

n_1 – частота вращения кривошипа, $мин^{-1}$.

$$\mu_t = \frac{60 / 240}{180} = 0,0014 \frac{с}{мм}.$$

По оси ординат S откладываем перемещения точки E от начала отсчёта в соответствии с масштабным коэффициентом перемещений. Полученные точки соединяем плавной кривой, получаем функцию $S_E = S(t)$.

2.6.2 Построение диаграммы скоростей

Диаграмму скоростей строим методом графического дифференцирования кривой $S_E = S(t)$. По оси абсцисс t откладываем такой же отрезок, как и для диаграммы перемещений, $\mu_t = 0,0014 \frac{с}{мм}$. Слева от точки 1 диаграммы откладываем полюсное расстояние $H_1 = 1P_V = 50$ мм. Масштабный коэффициент диаграммы скоростей рассчитывается по формуле:

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{H_1 \cdot \mu_t}, \quad (2.15)$$

где μ_v – масштабный коэффициент диаграммы скоростей, $\frac{м/с}{мм}$;

H_1 – полюсное расстояние на диаграмме скоростей, мм.

$$\mu_v = \frac{0,002}{50 \cdot 0,0014} = 0,029 \frac{м/с}{мм}.$$

На графике перемещений соединяем точки 1-2 хордой и параллельно переносим её в полюс P_V диаграммы скоростей. На оси ординат получаем точку. Через полученную точку проведём отрезок, параллельный оси абсцисс до пересечения с вертикалью, восстановленной из середины отрезка 1-2 диаграммы. Точка пересечения будет точкой диаграммы $V_E = V(t)$. Аналогичные построения проводим для других точек диаграммы. Полученные точки соединяем плавной кривой $V_E = V(t)$.

Модуль скорости определим по формуле:

$$v_{Ei}^D = Y_i \cdot \mu_v, \quad (2.16)$$

где Y_i – координата точки на оси абсцисс диаграммы скоростей, мм;

μ_v – масштабный коэффициент диаграммы скоростей.

Для 11-й точки на оси абсцисс:

$$v_{E11}^D = 50,5 \cdot 0,029 = 1,46 \text{ м / с.}$$

Аналогично рассчитываем значения скоростей для всех остальных точек и результаты заносим в таблицу 2.5.

2.6.3 Построение диаграммы ускорений

Диаграмму ускорений строим методом графического дифференцирования кривой $V_E = V(t)$ по аналогии с построением диаграммы скоростей. Масштабный коэффициент ускорений рассчитывается по формуле:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{H_2 \cdot \mu_t}, \quad (2.17)$$

где $H_2 = 1P_a$ – полюсное расстояние на диаграмме ускорений (принимая равным 50 мм).

$$\mu_a = \frac{0,029}{50 \cdot 0,0014} = 0,414 \frac{\text{м / с}^2}{\text{мм}}.$$

Модуль ускорения определим по диаграмме ускорений:

$$a_{Ei}^D = Y_i \cdot \mu_a, \quad (2.18)$$

где Y_i – координата точки на оси абсцисс диаграммы ускорений, мм;

μ_a – масштабный коэффициент диаграммы ускорений, $\frac{\text{м / с}^2}{\text{мм}}$.

Для 11-й точки:

$$a_{E11}^D = 20,5 \cdot 0,414 = 8,49 \text{ м / с}^2.$$

Полученные точки соединяем плавной кривой $a_E = a(t)$. Значения точек заносим в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 – Значения точек на диаграммах скоростей и ускорений

Положения кривошипа	1	2	3	4	5	6	7	7'	8	9	10	11	12
V , мм	0	34,5	43,5	40,5	27	13,5	2	-4	-8	-20	-38	-50,5	-47
V_E , м/с	0	1	1,26	1,17	0,78	0,39	0,06	-0,12	-0,23	-0,58	-1,1	-1,46	-1,36
a , мм	144,5	73	6,5	-39	-46	-42	-34	-33,5	-35	-49,5	-55	-20,5	156,5
a_{Ei} , м/с ²	59,82	30,22	2,69	-16,15	-19,04	-17,39	-14,08	-13,87	-14,49	-20,49	-22,77	-8,49	64,79

2.7 Определение погрешности двух методов нахождения скоростей и ускорений

Расхождение между модулями скоростей рассчитаем по формуле:

$$\eta_v = \frac{|v_{E11}^D - v_{E11}^П|}{v_{E11}^П} \cdot 100\% \leq 10\%. \quad (2.19)$$

Для 11-го положения механизма определим по таблицам 2.2 и 2.5 значения скоростей точки *E*. Расхождение будет составлять:

$$\eta_v = \frac{|1,51 - 1,46|}{1,51} \cdot 100\% = 3,3\% \leq 10\%.$$

Для 11-го положения механизма определим из пункта 2.5 и таблицы 2.5 значения ускорений точки *E*. Расхождение между модулями ускорений составит:

$$\eta_a = \frac{|a_{E11}^D - a_{E11}^П|}{a_{E11}^П} \cdot 100\% = \frac{|11,03 - 8,49|}{11,03} \cdot 100\% = 23\%.$$

Полученные результаты показывают, что применяемый ранее метод хорд имеет большую погрешность для такого крутого графика перемещения, но, в целом, показывает правдоподобную картину изменения скоростей и ускорений.

3 СИЛОВОЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

3.1 Определение силы тяжести

Силовой анализ рычажного механизма будем производить для 11-го положения механизма. Вычерчиваем механизм и группы Ассур в масштабе

$\mu_L = 0,002 \frac{M}{MM}$. Прикладываем в соответствующие точки все силы, действующие на механизм.

Сила тяжести определяется по формуле:

$$G = m \cdot g, \quad (3.1)$$

где *G* – сила тяжести, Н;

m – масса звена, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с² (принимаем *g* = 9,81 м/с²).

Сила тяжести для звеньев будет равна:

$$G_2 = 24 \cdot 9,81 = 235,4 \text{ Н},$$

$$G_4 = 19 \cdot 9,81 = 186,4 \text{ Н},$$

$$G_3 = 10 \cdot 9,81 = 98,1 \text{ Н},$$

$$G_5 = 18 \cdot 9,81 = 176,6 \text{ Н}.$$

3.2 Определение силы инерции и момента инерции звеньев

Сила инерции звеньев определяется по формуле:

$$P_{ui} = -a_{si} \cdot m_i, \quad (3.2)$$

где P_{ui} – приведенная сила инерции, Н;

m_i – масса звена, кг;

a_{si} – ускорение центра масс звена, м/с².

Знак “-” показывает направление силы инерции. Сила инерции направлена противоположно ускорению.

Сила инерции для звеньев механизма будет равна:

$$P_{u1} = P_{u3} = 0,$$

$$P_{u4} = a_{s4} \cdot m_4 = 12,99 \cdot 19 = 246,81 \text{ Н},$$

$$P_{u2} = a_{s2} \cdot m_2 = 24,71 \cdot 24 = 593,04 \text{ Н},$$

$$P_{u5} = a_{s5} \cdot m_5 = 10,98 \cdot 18 = 197,64 \text{ Н}.$$

Момент инерции звена определяется по формуле:

$$M_{ui} = -I_{Si} \cdot \varepsilon_i, \quad (3.3)$$

где M_{ui} – приведенный момент инерции, Н·м;

I_{Si} – приведенный момент инерции звена по отношению к центру масс, кг·м²;

ε_i – угловое ускорение i-го звена, с⁻¹.

Знак “-” показывает направление момента инерции. Момент инерции направлен противоположно угловому ускорению.

Приведенный момент инерции звена по отношению к центру масс определяется по формуле:

$$I_{Si} = 0,1 \cdot m_i \cdot L_i^2, \quad (3.4)$$

где m_i – масса i-го звена, кг;

L_i^2 – длина звена, м.

Для звеньев механизма:

$$I_{S2} = 0,1 \cdot 24 \cdot 0,37^2 = 0,329 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_{S4} = 0,1 \cdot 19 \cdot 0,39^2 = 0,289 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_{S3} = 0,1 \cdot 10 \cdot 0,24^2 = 0,0576 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Тогда приведенный момент инерции равен:

$$M_{u1} = M_{u5} = 0, \text{ т.к. } \varepsilon = 0,$$

$$M_{u3} = 0,0576 \cdot 21,88 = 1,26 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{u2} = 0,329 \cdot 239,51 = 78,79 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{u4} = 0,289 \cdot 59,1 = 17,08 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3.3 Силовой расчёт методом планов сил

Рассмотрим группу Ассур 4-5.

Отброшенные звенья заменяем реакциями: $R_{43}^n, R_{43}^t, R_{30}$.

Тангенциальную реакцию R_{43}^t определим аналитически из уравнений моментов сил относительно точки E звена 4:

$$\sum M_E^4 = 0; -\frac{M_{u4}}{\mu_L} - P_{u4} \cdot h_{p_{u4}} + G_4 \cdot h_{G_4} + R_{43}^t \cdot ED = 0, \quad (3.5)$$

где $h_{p_{u4}}, h_{G_4}, ED$ – плечи соответствующих сил, снятые с плана положения на чертеже, мм.

Из полученного уравнения выражаем реакцию R_{43}^t :

$$R_{43}^t = \frac{M_{u4} + P_{u4} \cdot h_{p_{u4}} - G_4 \cdot h_{G_4}}{ED}.$$

Подставляя числовые значения, находим реакцию R_{43}^t :

$$R_{43}^t = \frac{17,08}{0,002} + 246,81 \cdot 56 - 186,4 \cdot 36 = 80,26H.$$

Реакции R_{50}, R_{43}^n определим графически. Составим векторное уравнение сил для группы 4-5:

$$\sum P_{4-5} = 0; \bar{R}_{50} + \bar{P}_{ПС} + \bar{G}_5 + \bar{P}_{u5} + \bar{G}_4 + \bar{P}_{u4} + \bar{R}_{43}^t + \bar{R}_{43}^n = 0, \quad (3.6)$$

Определим масштабный коэффициент плана сил для группы 4-5:

$$\mu_F^{4-5} = \frac{P_{ПС}}{\bar{P}_{ПС}}, \quad (3.7)$$

где μ_F^{4-5} – масштабный коэффициент плана сил, $\frac{H}{мм}$;

$P_{ПС}$ – сила полезного сопротивления, Н;

$\bar{P}_{ПС}$ – вектор силы $P_{ПС}$ на плане сил (принимая равным 30 мм).

Масштабный коэффициент будет равен:

$$\mu_F = \frac{300}{30} = 10 \frac{H}{мм}.$$

Значение векторов сил для группы 4-5 занесем в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Значение сил и их векторов на плане сил для группы 4-5

	R_{43}^t	G_4	G_5	P_{u4}	P_{u5}	$P_{ПС}$
P, H	80,26	186,4	176,6	246,81	197,64	300
$\bar{P}, мм$	8	18,6	17,7	24,7	19,8	30

Последовательно, по уравнению (3.6) откладываем вектора сил. Незвестные реакции определим графически: линия действия $R_{43}^n \perp R_{43}^t$, а $R_{50} \perp X-X$.

Определяем значения неизвестных сил:

$$R_{43}^n = 110 \cdot 10 = 1100H, \quad R_{43}^t = 110,5 \cdot 10 = 1105H, \quad R_{50} = 27,5 \cdot 10 = 275H.$$

Для нахождения реакции R_{45} составим уравнение сил для 4 звена:

$$\sum P_4 = 0; \quad \overline{R}_{43} + \overline{P}_{u4} + \overline{G}_4 + \overline{R}_{45} = 0, \quad (3.8)$$

Масштабный коэффициент принимаем такой же, как для плана сил 4-5, тогда значения векторов на плане сил для звена 4 принимаем на основании таблицы 3.1.

Величина неизвестной реакции:

$$R_{45} = 73 \cdot 10 = 730H$$

Для определения точки приложения реакции R_{50} составим уравнение моментов сил для 5-го звена относительно точки S_4 :

$$\sum M_{S_4} = 0; \quad R_{50} \cdot h_{R_{50}} - G_5 \cdot h_{G_5} - P_{u5} \cdot h_{P_{u5}} - P_{ПЦ} \cdot h_{ПЦ} - R_{54} \cdot h_{R_{54}} = 0, \quad (3.9)$$

Из уравнения (3.9) выразим $h_{R_{50}}$:

$$h_{R_{50}} = \frac{G_5 \cdot h_{G_5} + P_{u5} \cdot h_{P_{u5}} + P_{ПЦ} \cdot h_{ПЦ} + R_{54} \cdot h_{R_{54}}}{R_{50}} = 0.$$

Подставляя числовые данные определим точку приложения реакции R_{50} :

$$h_{R_{50}} = \frac{176,6 \cdot 36 + 197,64 \cdot 36 + 300 \cdot 36 + 730 \cdot 1}{273,89} = 91,3 \text{ мм.}$$

Рассмотрим группу Ассура 2-3.

Отброшенные звенья заменяем реакциями: $R_{30}^n, R_{30}^t, R_{21}^n, R_{21}^t, R_{34} = -R_{43}$.

Тангенциальную реакцию R_{30}^t определим аналитически из уравнений моментов сил звена 3 относительно точки B :

$$\sum M_B^3 = 0; \quad -\frac{M_{u3}}{\mu_L} + G_3 \cdot h_{G_3} + R_{34} \cdot h_{R_{34}} - R_{30}^t \cdot BC = 0. \quad (3.10)$$

Из уравнения (3.10) выражаем реакцию R_{30}^t :

$$R_{30}^t = \frac{-\frac{M_{u3}}{\mu_L} + G_3 \cdot h_{G_3} + R_{34} \cdot h_{R_{34}}}{BC}.$$

Подставляя числовые значения, находим реакцию R_{30}^t :

$$R_{30}^t = \frac{-\frac{1,26}{0,002} + 98,1 \cdot 36 + 1105 \cdot 136,5}{120} = 1279,9 \text{ Н.}$$

Тангенциальную реакцию R_{21}^t определим аналитически из уравнений моментов сил звена 2 относительно точки В:

$$\sum M_B^2 = 0; \frac{M_{u2}}{\mu_L} - G_2 \cdot h_{G_2} + P_{u2} \cdot h_{P_{u2}} - R_{21}^t \cdot AB = 0. \quad (3.11)$$

Из полученного уравнения выражаем реакцию R_{21}^t :

$$R_{21}^t = \frac{\frac{M_{u2}}{\mu_L} - G_2 \cdot h_{G_2} + P_{u2} \cdot h_{P_{u2}}}{AB}.$$

Подставляя числовые значения, находим реакцию R_{21}^t :

$$R_{21}^t = \frac{\frac{78,79}{0,002} - 235,4 \cdot 60,5 + 593,04 \cdot 65,5}{185} = 345,9 \text{ Н.}$$

Рассчитаем масштабный коэффициент плана сил группы 2-3 по формуле (3.7):

$$\mu_F^{2-3} = \frac{R_{34}}{R_{34}} = \frac{1279,9}{128} = 10 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

Значение векторов сил для группы 2-3 занесем в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Значение сил и их векторов на плане сил для группы 2-3

	R_{30}^t	R_{21}^t	R_{34}	G_3	G_2	P_{u2}
$P, \text{Н}$	1279,9	345,9	1105	98,1	235,4	593,04
$\bar{P}, \text{мм}$	128	34,6	110,5	9,8	23,5	59,3

Реакции R_{30}^n, R_{21}^n определим графически через сумму всех сил для группы 2-3:

$$\sum P_{2-3} = 0; \overline{R_{30}^n} + \overline{R_{30}^t} + \overline{R_{34}} + \overline{G_3} + \overline{G_2} + \overline{P_{u2}} + \overline{R_{21}^t} + \overline{R_{21}^n} = 0. \quad (3.12)$$

Последовательно, по уравнению (3.12), откладываем вектора сил. Известные реакции определим графически: линия действия $R_{30}^n \perp R_{30}^t$, а $R_{21}^n \perp R_{21}^t$.

Из плана сил для группы 2-3 определяем значения неизвестных сил:

$$R_{30}^n = 131 \cdot 10 = 1310 \text{ Н}, \quad R_{21}^n = 4,5 \cdot 10 = 45 \text{ Н},$$

$$R_{30} = 183,5 \cdot 10 = 1835 \text{ Н}, \quad R_{21} = 33 \cdot 10 = 330 \text{ Н}.$$

Для нахождения реакции R_{23} составим уравнение всех сил для 2 звена:

$$\sum P_2 = 0; \bar{P}_{u2} + \bar{R}_{21} + \bar{G}_2 + \bar{R}_{23} = 0. \quad (3.13)$$

Масштабный коэффициент принимаем такой же, как для плана сил 2-3. Значение векторов для плана сил 2 звена принимаем на основании таблицы 3.2. Из плана сил получим неизвестную реакцию:

$$R_{23} = 64,5 \cdot 10 = 645 \text{ Н}.$$

Рассмотрим начальный механизм (0-1).

Отброшенные звенья заменяем реакциями: $R_{10}, R_{12} = -R_{21}$.

Для нахождения уравновешивающей силы P_{yp} составим уравнения моментов сил для начального механизма относительно точки O :

$$\sum M_O = 0; -R_{12} \cdot h_{R_{12}} - P_{yp} \cdot OA = 0. \quad (3.14)$$

Из уравнения (3.14) выразим силу P_{yp} :

$$P_{yp} = \frac{R_{12} \cdot h_{R_{12}}}{OA}.$$

Определим величину силы P_{yp} :

$$P_{yp} = \frac{330 \cdot 15,5}{50} = 102,3 \text{ Н}.$$

Реакцию R_{10} определяем графически:

$$\sum P_{1-0} = 0; \bar{R}_{10} + \bar{R}_{12} + \bar{P}_{yp} = 0. \quad (3.15)$$

Масштабный коэффициент определим по формуле (3.7):

$$\mu_F^{1-0} = \frac{R_{12}}{R_{12}} = \frac{330}{66} = 5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}. \quad (3.16)$$

Значение векторов сил для начального механизма занесем в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Значение сил и их векторов на плане сил для начального механизма

	R_{12}	P_{yp}
$P, \text{Н}$	330	102,3
$\bar{P}, \text{мм}$	66	20,5

Из плана сил определим значение неизвестной реакции:

$$R_{10} = 66,5 \cdot 5 = 332,5 \text{ Н}.$$

3.4 Расчет уравновешивающей силы методом Жуковского

Вычерчиваем в произвольном масштабе повернутый план скоростей (для расчетного 11 положения) и прикладываем к нему все действующие на механизм силы, сохраняя их направления. Моменты заменяем парой сил:

$$P_i = P'_i = \frac{M_{u_i}}{L_i}, \quad (3.17)$$

Заменяем моменты инерции парами сил:

$$P_2 = P'_2 = \frac{M_{u_2}}{AB} = \frac{78,79}{0,37} = 212,95 \text{ Н}, \quad P_4 = P'_4 = \frac{M_{u_4}}{ED} = \frac{17,08}{0,39} = 43,79 \text{ Н},$$

$$P_3 = P'_3 = \frac{M_{u_3}}{BC} = \frac{1,26}{0,24} = 5,25 \text{ Н}.$$

Составим уравнение моментов сил относительно полюса P :

$$\begin{aligned} \sum M_P = 0; & -P_{yp}^* \cdot pa + P_2 \cdot h_{P_2} + P'_2 \cdot h_{P'_2} - P_{u_2} \cdot h_{P_{u_2}} - G_2 \cdot h_{G_2} + \\ & -P_3 \cdot bc + P_{u_4} \cdot h_{P_{u_4}} + G_4 \cdot h_{G_4} + P'_4 \cdot h_{P'_4} - P_4 \cdot h_{P_4} + G_5 \cdot pe + \\ & + P_{\text{ПС}} \cdot pe + P_{u_5} \cdot pe = 0, \end{aligned} \quad (3.18)$$

Из уравнения (3.18) выражаем уравновешивающую силу P_{yp} :

$$\begin{aligned} P_{yp}^* = & \frac{P_2 \cdot h_{P_2} + P'_2 \cdot h_{P'_2} - P_{u_2} \cdot h_{P_{u_2}} - G_2 \cdot h_{G_2} - P_3 \cdot bc + P_{u_4} \cdot h_{P_{u_4}} + G_4 \cdot h_{G_4} - P_4 \cdot h_{P_4}}{pa} + \\ & + \frac{P'_4 \cdot h_{P'_4} + G_5 \cdot pe + P_{\text{ПС}} \cdot pe + P_{u_5} \cdot pe}{pa}. \end{aligned}$$

Подставляем числовые данные и находим уравновешивающую силу P_{yp} :

$$\begin{aligned} P_{yp}^* = & \frac{212,95 \cdot 61 + 212,95 \cdot 19 - 593,04 \cdot 84 - 235,4 \cdot 60,5 - 5,25 \cdot 115,5}{100} + \\ & + \frac{246,81 \cdot 26,5 + 186,4 \cdot 64 + 43,79 \cdot 22 - 43,79 \cdot 44,5 + 176,6 \cdot 60 + 300 \cdot 60}{100} + \\ & + \frac{197,64 \cdot 60}{100} = 103,12 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Погрешность двух методов определим по формуле:

$$\Delta = \frac{|P_{yp} - P_{yp}^*|}{P_{yp}} \cdot 100\% \leq 5\%. \quad (3.19)$$

Погрешность двух методов составляет:

$$\Delta = \frac{|102,3 - 103,12|}{102,3} \cdot 100\% = 0,8 \leq 5\%.$$

4 ПРОЕКТИРОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА. РАСЧЕТ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

4.1 Проектирование планетарного редуктора

Для проектирования передаточного зубчатого механизма нам заданы следующие параметры: модуль зацепления $m=9$ мм; число зубьев зубчатых колес: $Z_1=26$, $Z_2=12$; частота вращения 1-го колеса $n_1 = 240 \text{ мин.}^{-1}$, частота вращения 5-го колеса $n_5 = 470 \text{ мин.}^{-1}$. Схема планетарного механизма приведена на рисунке 1.6.

Определим передаточное отношение планетарной передачи:

$$i_{H5}^3 = \frac{i_{15}}{i_{12}}. \quad (4.1)$$

Передаточное отношение зубчатого механизма определим по формуле:

$$i_{15} = \frac{n_1}{n_5}, \quad (4.2)$$

где n_1 – частота вращения 1-го колеса, мин.^{-1} ;

n_5 – частота вращения 5-го колеса, мин.^{-1} .

$$i_{15} = \frac{240}{470} = 0,51.$$

Передаточное отношение рядовой передачи:

$$i_{12} = -\frac{Z_2}{Z_1}, \quad (4.3)$$

где Z_1 – частота вращения 1-го колеса;

Z_2 – частота вращения 2-го колеса.

Знак минуса передаточного отношения показывает, что колёса 1 и 2 вращаются в разные стороны.

Тогда по формуле (4.3):

$$i_{12} = -\frac{12}{26} = -0,46.$$

Передаточное отношение планетарной передачи по формуле (4.1) будет равно:

$$i_{H5}^3 = \frac{0,51}{-0,46} = -1,1.$$

Так как

$$i_{5H}^3 = \frac{1}{i_{H5}^3}, \quad (4.4)$$

тогда:

$$i_{5H}^3 = \frac{1}{-1,1} = -0,9.$$

Для определения i_{5H}^3 через числа зубьев планетарного механизма используем выражение:

$$i_{5H}^3 = 1 - i_{53}^H, \quad (4.5)$$

$$i_{53}^H = 1 - (-0,9) = 1,9.$$

Тогда:

$$i_{53}^H = \frac{Z_{4'} \cdot Z_3}{Z_5 \cdot Z_4}, \quad (4.6)$$

где $Z_3, Z_4, Z_{4'}, Z_5$ – числа зубьев колес планетарной передачи.

Условие соосности для заданной схемы:

$$Z_3 - Z_4 = Z_5 - Z_{4'}. \quad (4.7)$$

Из формул (4.6) и (4.7) находим соотношение чисел зубьев:

$$\frac{Z_{4'} \cdot Z_3}{Z_5 \cdot Z_4} = 1,9.$$

Заменяем $z_3 = a \cdot C_3$, $z_4 = a \cdot C_4$, $z_{4'} = b \cdot C_{4'}$, $z_5 = b \cdot C_5$, где a, b – коэффициенты, на которые домножим C_i для выполнения условий.

$$\frac{C_{4'} \cdot C_3}{C_5 \cdot C_4} = 1,9 = \frac{5 \cdot 20}{13 \cdot 4}.$$

Из условия соосности $a \cdot (C_3 - C_4) = b \cdot (C_5 - C_{4'})$. Тогда: $a \cdot (20 - 4) = b \cdot (13 - 5)$.

$$\frac{a}{b} = \frac{8}{16} = \frac{1}{2} = \frac{5}{10}.$$

Для того, чтобы $z_{min} \geq 17$, принимаем $a = 5, b = 10$.

Имеем: $5 \cdot (20 - 4) = 10 \cdot (13 - 5), \Rightarrow 80 = 80$.

Числа зубьев планетарной передачи будут равны:

$$z_3 = a \cdot C_3 = 5 \cdot 20 = 100,$$

$$z_{4'} = b \cdot C_{4'} = 10 \cdot 5 = 50,$$

$$z_4 = a \cdot C_4 = 5 \cdot 4 = 20,$$

$$z_5 = b \cdot C_5 = 10 \cdot 13 = 130.$$

Проверим передаточное отношение спроектированной передачи:

$$i_{53}^H = \frac{z_4' \cdot z_3}{z_5 \cdot z_4} = \frac{50 \cdot 100}{130 \cdot 20} = 1,9.$$

Определим количество сателлитов из условия соседства:

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_4' + 2}{z_5 - z_4'}, \quad (4.8)$$

где k – число сателлитов.

$$k \leq \frac{180^\circ}{\arcsin \frac{z_4' + 2}{z_5 - z_4'}} = \frac{180^\circ}{\arcsin \frac{50 + 2}{130 - 20}} = 4,44.$$

Проверим условие сборки:

$$\frac{z_3 \cdot z_4' - z_5 \cdot z_4}{k} = C, \quad (4.9)$$

где C – любое целое число.

Удовлетворяющее число сателлитов: 1, 2, 3 и 4. Принимаем число сателлитов $k=4$.

Тогда:

$$C = \frac{100 \cdot 50 - 130 \cdot 20}{4} = 600.$$

Условие сборки выполняется.

Для построения схемы зубчатого механизма определим делительные диаметры колес:

$$d_i = m \cdot z_i, \quad (4.10)$$

где d_i – диаметр i -го колеса, мм.

Тогда:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 9 \cdot 26 = 234 \text{ мм},$$

$$d_4 = m \cdot z_4 = 9 \cdot 20 = 180 \text{ мм},$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 9 \cdot 12 = 108 \text{ мм},$$

$$d_4' = m \cdot z_4' = 9 \cdot 50 = 450 \text{ мм},$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 9 \cdot 100 = 900 \text{ мм},$$

$$d_5 = m \cdot z_5 = 9 \cdot 130 = 1170 \text{ мм}.$$

Масштабный коэффициент построения редуктора определим по формуле (2.1):

$$\mu_r = \frac{d_5}{d_5} = \frac{1170}{117} = 10 \frac{\text{мм}}{\text{мм}},$$

где $\overline{d_5}$ – принятое значение делительного диаметра 5-го колеса на чертеже, мм.

Определим диаметры колёс на схеме по формуле (2.2):

$$\bar{d}_i = \frac{d_i}{\mu_r}$$

Результаты расчета диаметров колес на схеме занесем в таблицу 4.1. По полученным диаметрам строим кинематическую схему механизма на листе формата А4.

Таблица 4.1 – Значения диаметров колес, мм

	d_1	d_2	d_3	d_4	d_4'	d_5
d_i	234	108	900	180	450	1170
\bar{d}_i	23,4	10,8	90	18	45	117

4.2 Построение планов линейных и угловых скоростей

Для построения плана линейных скоростей проводим вертикальную прямую У-У. Сносим на нее точки А, В, С, D, G, O_1 , O_2 . Скорость точки D равна отрезку D-D' (принимая равным 60 мм). У колеса 5 известны скорости точек D и O_2 (скорость O_2 равна нулю). Соединив точки D' и O_2 , получим прямую 5, которая является картиной скорости колеса 5. Точка D принадлежит также колесу 4'.

Т.к. колеса 4 и 4' являются одним звеном, то, соединив точки D' и С (скорость точки С равна нулю, так как колесо 3 неподвижно), получим прямую 4-4', которая является картиной скоростей этих колес.

Т.к. колеса 4-4' и водило Н имеют общую пару в точке Е, то на линии скоростей 4-4' находим положение точки Е'. Соединив точки Е и В, получим прямую, которая является картиной скорости водила. Скорость точки В равно нулю.

Водило Н жестко соединено с колесом 2 как одно звено. Проведя отрезок А-А', найдем скорость точки А. Соединив точки А' и O_2 , получим картину скорости колеса 2. Соединив точки А' и O_1 , получим картину скорости колеса 1.

Из плана линейных скоростей определим передаточное отношение планетарной передачи:

$$i_{15}^a = \frac{tg \psi_1}{tg \psi_5} = \frac{tg 27^\circ}{tg 45^\circ} = 0,509. \quad (4.11)$$

Погрешность определения передаточного числа зубчатого механизма по двум методам составит:

$$\Delta = \frac{|i_{15}^a - i_{15}^p|}{i_{15}^a} \cdot 100\% = \frac{|0,509 - 0,51|}{0,509} \cdot 100\% = 0,2\% \leq 5\%.$$

Для построения плана угловых скоростей проводим вертикальную прямую S-S' (принимая равной 30 мм). К прямой S-S' перпендикулярно проводим прямую X-X. Из точки S проводим лучи, параллельные прямым 1, 2-Н, 4-4' и 5 с плана линейных скоростей. Полученные отрезки S-1, S-Н, S-4-4' и S-5 пропорциональны соответствующим угловым скоростям.

Из плана угловых скоростей определим передаточное отношение планетарной передачи:

$$i_{15}^a = \frac{S'1}{S'5} = \frac{15,5}{30,5} = 0,508. \quad (4.12)$$

Погрешность определения передаточного числа по двум методам составит:

$$\Delta = \frac{|i_{15}^a - i_{15}^p|}{i_{15}^a} \cdot 100\% = \frac{|0,508 - 0,51|}{0,508} \cdot 100\% = 0,4\% \leq 5\%$$

4.3 Расчет параметров эвольвентного зацепления

Найдем коэффициент смещения для колеса, у которого $z < 17$:

$$X_i = \frac{17 - z_i}{17}, \quad (4.13)$$

где X_i – коэффициент смещения колеса, мм;

z_i – число зубьев колеса.

При $z > 17$, $X = 0$.

Так как $z_2 < 17$, следовательно:

$$X_2 = \frac{17 - z_2}{17} = \frac{17 - 12}{17} = 0,294 \text{ мм.}$$

Так как $z_1 > 17$, значит $X_1 = 0$.

Суммарный коэффициент зацепления:

$$X_\Sigma = X_1 + X_2, \quad (4.14)$$

$$X_\Sigma = 0 + 0,294 = 0,294 \text{ мм.}$$

Зацепление положительное.

Определяем инвалюту угла зацепления:

$$\text{inv} \alpha_w = \text{inv} \alpha + 2 \cdot \frac{X_1 + X_2}{z_1 + z_2} \cdot \text{tg} \alpha, \quad (4.15)$$

где $\text{inv} \alpha_w$ – инвалюта угла зацепления;

$\text{inv} \alpha$ – значение инвалюты для стандартного угла зацепления ($\text{inv} 20^\circ = 0,0149$); α – стандартный угол зацепления ($\alpha = 20^\circ$).

$$\text{inv} \alpha_w = 0,0149 + 2 \cdot \frac{0 + 0,294}{26 + 12} \cdot \text{tg} 20^\circ = 0,02053$$

По инвалюте определяем угол зацепления: $\alpha_w = 22^\circ 10' = 22,17^\circ$

Определим делительные радиусы:

$$r_i = \frac{m \cdot Z_i}{2}, \quad (4.16)$$

$$r_1 = \frac{9 \cdot 26}{2} = 117 \text{ мм},$$

$$r_2 = \frac{9 \cdot 12}{2} = 54 \text{ мм}.$$

Радиусы основных окружностей:

$$r_{bi} = r_i \cdot \cos \alpha, \quad (4.17)$$

$$r_{b1} = 117 \cdot \cos 20^\circ = 109,94 \text{ мм},$$

$$r_{b2} = 54 \cdot \cos 20^\circ = 50,74 \text{ мм}.$$

Радиусы начальных окружностей:

$$r_{wi} = \frac{r_{bi}}{\cos \alpha_w}, \quad (4.18)$$

$$r_{w1} = \frac{109,94}{\cos 22,17^\circ} = 118,71 \text{ мм},$$

$$r_{w2} = \frac{50,74}{\cos 22,17^\circ} = 54,79 \text{ мм}.$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = r_{w1} + r_{w2}, \quad (4.19)$$

$$a_w = 118,71 + 54,79 = 173,5 \text{ мм}.$$

Радиусы окружностей вершин первого колеса:

$$r_{a1} = a_w - r_2 - X_2 \cdot m + x' \cdot m, \quad (4.20)$$

где X' – коэффициент высоты головки зуба (принимаем равным 1).

$$r_{a1} = 173,5 - 54 - 0,294 \cdot 9 + 1 \cdot 9 = 125,85 \text{ мм}.$$

Радиусы окружностей вершин второго колеса:

$$r_{a2} = a_w - r_1 - X_1 \cdot m + x' \cdot m, \quad (4.21)$$

$$r_{a2} = 173,5 - 117 + 1 \cdot 9 = 65,5 \text{ мм}.$$

Радиусы окружностей впадин:

$$r_{fi} = r_i - 1,25 \cdot m + X_i \cdot m, \quad (4.22)$$

$$r_{f1} = 117 - 1,25 \cdot 9 = 105,75 \text{ мм},$$

$$r_{f2} = 54 - 1,25 \cdot 9 + 0,294 \cdot 9 = 45,39 \text{ мм}.$$

Радиус переходной поверхности ножки зуба:

$$R_f = 0,4 \cdot m, \quad (4.23)$$

$$R_f = 0,4 \cdot 9 = 3,6 \text{ мм.}$$

Шаг зацепления по делительной окружности:

$$P = \pi \cdot m, \quad (4.24)$$

$$P = 3,14 \cdot 9 = 28,26 \text{ мм.}$$

Высота зуба:

$$h = r_{a1} - r_{f1} \quad (4.25)$$

$$h_1 = 125,85 - 105,75 = 20,1 \text{ мм.}$$

$$h_2 = 65,5 - 45,39 = 20,1 \text{ мм.}$$

Толщина зубьев по делительной окружности S_1 и S_2 :

$$S_i = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot X_i \cdot \operatorname{tg} \alpha \right), \quad (4.26)$$

$$S_1 = 9 \cdot \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 14,13 \text{ мм.}$$

$$S_2 = 9 \cdot \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,294 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 16,05 \text{ мм.}$$

Углы профиля зуба по окружности вершин:

$$\alpha_{a1} = \arccos \left(\frac{r_{b1}}{r_{a1}} \right), \quad (4.27)$$

$$\alpha_{a1} = \arccos \left(\frac{109,94}{125,85} \right) = 29,12^\circ.$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \left(\frac{50,74}{65,5} \right) = 39,23^\circ.$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{a1} = \operatorname{inv} 29,12^\circ = \operatorname{inv} 29^\circ 5' = 0,048612,$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{a2} = \operatorname{inv} 39,23^\circ = \operatorname{inv} 39^\circ 15' = 0,13199.$$

Толщина зубьев по окружности вершин:

$$S_{a1} = 2 \cdot r_{a1} \cdot \left(\frac{S_1}{2 \cdot r_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \right), \quad (4.28)$$

$$S_{a1} = 2 \cdot 125,85 \cdot \left(\frac{14,13}{2 \cdot 117} + 0,0149 - 0,048612 \right) = 6,71 \text{ мм.}$$

$$S_{a2} = 2 \cdot 65,5 \cdot \left(\frac{16,05}{2 \cdot 54} + 0,0149 - 0,13199 \right) = 4,14 \text{ мм.}$$

Проверим колеса на отсутствие заострения:

$$S_{a_i} \geq 0,3 \cdot m, \quad (4.29)$$

$$0,3 \cdot m = 0,3 \cdot 9 = 2,7 \text{ мм.}$$

Толщины зубьев по окружности вершин превышают минимально допустимое значение, следовательно, заострение отсутствует.

Коэффициент зацепления зубчатой передачи:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \cdot \sin \alpha_w}{P \cdot \cos \alpha}. \quad (4.30)$$

Подставляем численные значения и получаем:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{125,85^2 - 109,94^2} + \sqrt{65,5^2 - 50,74^2} - 173,5 \cdot \sin 22,17^\circ}{28,26 \cdot \cos 20^\circ} = 1,4.$$

Угловой шаг зубьев:

$$\tau_i = \frac{360^\circ}{Z_i}, \quad (4.31)$$

$$\tau_1 = \frac{360^\circ}{26} = 13,85^\circ = 0,242 \text{ рад,}$$

$$\tau_2 = \frac{360^\circ}{12} = 30^\circ = 0,523 \text{ рад.}$$

Масштабный коэффициент построения эвольвентного зацепления:

$$\mu_r = \frac{h}{\bar{h}}, \quad (4.32)$$

где \bar{h} – высота зуба на чертеже (принимая 50 мм).

$$\mu_r = \frac{20,1}{50} = 0,402 \text{ мм.}$$

Сведем все параметры в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Параметры при построении зацепления, мм

	r_1	r_2	r_{b1}	r_{b2}	r_{w1}	r_{w2}	r_{a1}	r_{a2}	r_{f1}	r_{f2}	S_1	S_2	h
r	117	54	109,94	50,74	118,71	54,79	125,85	65,5	105,75	45,39	14,13	16,05	20,1
\bar{r}	291	134,5	273,5	126	295,5	136,5	313	163	263	113	35	40	50

Строим зацепление в следующей последовательности:

1. Откладываем межосевое расстояние $O_1O_2 = a_w$. Радиусами r_{w1} и r_{w2} проводим начальные окружности. Точка их касания W – полюс зацепления.

2. Из соответствующих точек O_1 и O_2 проводим окружности:

$$r_{b1}, r_{b2}, r_{a1}, r_{a2}, r_{f1}, r_{f2}.$$

3. Через W проводим касательную $t-t$, перпендикулярную прямой O_1O_2 , и касательную $n-n$, проходящую через точку W и касающуюся окружностей r_{b1} и r_{b2} . К прямой $n-n$ проводим перпендикулярно отрезки O_1N_1 и O_2N_2 . На прямой $n-n$ отрезок N_1N_2 – теоретическая линия зацепления.

4. Точки пересечения окружностей r_{a1} и r_{a2} с прямой $n-n$ обозначаем точками a и b . Отрезок ab – линия активного зацепления.

5. Строим профиль зубьев, касающиеся в полюсе зацепления W . Для построения эвольвенты делим отрезки N_1W и N_2W на 4 равные части. По методу обкатки строим эвольвенты двух зубьев.

6. Профиль ножки зуба, лежащей внутри основной окружности, строим по прямой, соединяющей точку на основной окружности с центром колеса O_1 , а сопрягаем с окружностью впадин закруглением, радиусом скругления ножки зуба R_f .

7. По делительной окружности r_1 откладываем половину толщины зуба S_f , строим ось симметрии зуба и симметрично строим левый профиль зуба. Аналогично строим второй профиль зуба.

8. Для каждого колеса с помощью шаблона строим еще по два зуба с разных сторон от уже построенного зуба.

9. Построим активные профили зубьев. Для этого радиусом O_2b строим дугу до пересечения с построенным профилем второго колеса. Таким образом получена нижняя точка активного профиля, верхняя находится на окружности вершин. Для первого колеса строим дугу радиусом O_1a .

Определим графически коэффициент зацепления:

$$\epsilon_{\alpha}^{\text{граф}} = \frac{ab \cdot \mu_r}{P_b} = \frac{ab \cdot \mu_r}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}, \quad (4.33)$$

где ab – линия активного зацепления (отрезок, снятый с чертежа зацепления);

P_b – шаг колес по основной окружности.

$$\epsilon_{\alpha}^{\text{граф}} = \frac{92,568 \cdot 0,402}{3,14 \cdot 9 \cdot \cos 20^{\circ}} = 1,4.$$

Определим погрешность определения коэффициента зацепления ϵ_{α} :

$$\delta = \frac{\epsilon_{\alpha}^{\text{расч}} - \epsilon_{\alpha}^{\text{граф}}}{\epsilon_{\alpha}^{\text{расч}}} \cdot 100\% \leq 5\%, \quad (4.34)$$

$$\delta = \frac{1,42 - 1,4}{1,42} \cdot 100\% = 1,4\% \leq 5\%.$$

4.4 Построение графика относительного скольжения

Коэффициент относительного скольжения для 1-го колеса:

$$\lambda_1 = 1 - i_{21} + \frac{L}{X} \cdot i_{21}, \quad (4.35)$$

где λ_1 -- коэффициент относительного скольжения 1-го зубчатого колеса;

i_{21} -- передаточное отношение от второго колеса к первому;

$L = N_1 N_2$ -- длина теоретической линии зацепления;

X -- переменное расстояние от точки N_1 к точке N_2 .

$$i_{21} = -\frac{z_1}{z_2} = -\frac{26}{12} = -2,167.$$

Коэффициент относительного скольжения для 2-го колеса:

$$\lambda_2 = 1 - i_{12} + \frac{L}{L - X} \cdot i_{12}, \quad (4.36)$$

где i_{12} -- передаточное отношение от первого колеса ко второму (определяется по формуле (4.3)).

Определим масштабный коэффициент относительного скольжения:

$$\mu_\lambda = \frac{1}{\lambda}, \quad (4.37)$$

где $\bar{\lambda}$ -- расстояние на графике, мм.

Тогда:

$$\mu_\lambda = \frac{1}{5} = 0,2 \frac{1}{\text{мм}}.$$

Результаты расчета сводим в таблицу 4.3.

Таблица 4.3 – Коэффициенты относительного скольжения

	N_1	1	2	a	3	W	4	5	6	b	N_2
X_r , мм	0	28	55,5	60	83,5	111,5	124	137	150	152,5	163
λ_1	$-\infty$	-9,45	-3,2	-2,72	-1,06	0	0,32	0,59	0,81	0,85	1
λ_2	1	0,9	0,76	0,73	0,51	0	-0,47	-1,43	-4,33	-5,71	$-\infty$
$\bar{\lambda}_1$, мм	$-\infty$	-47,3	-16	-13,6	-5,3	0	1,6	3	4,1	4,3	5
$\bar{\lambda}_2$, мм	5	4,5	3,8	3,7	2,6	0	-2,4	-7,2	-21,7	-28,6	$-\infty$

5 СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

5.1 Построение графиков аналогов ускорений, скоростей и пути

Для проектирования кулачкового механизма нам заданы следующие параметры: фаза удаления $\varphi_y = 70^\circ$, фаза дальнего стояния $\varphi_{dc} = 20^\circ$, фаза возврата $\varphi_s = 90^\circ$, максимальный ход толкателя $h = 22\text{ мм}$. Схема кулачкового механизма приведена на рисунке 1.5.

Рабочая фаза кулачка φ_p :

$$\varphi_p = \varphi_y + \varphi_{dc} + \varphi_s, \quad (5.1)$$

Получаем:

$$\varphi_p = 70^\circ + 20^\circ + 90^\circ = 180^\circ.$$

Масштабный коэффициент графиков по оси φ :

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_p}{L_{1-14}}, \quad (5.2)$$

где L_{1-14} – длина рабочей фазы кулачка на графике (принимается равным 180 мм).

$$\mu_\varphi = \frac{180}{180} = 1 \frac{\text{град}}{\text{мм}} = 0,017 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

В результате интегрирования графика аналога ускорения $S''(\varphi)$ получаем графики аналога скорости $S'(\varphi)$ и аналога перемещения $S(\varphi)$ толкателя.

Отрезки ΔS_1 и ΔS_2 на графике $S(\varphi)$ равны: $\Delta S_1 = 40,5\text{ мм}$, $\Delta S_2 = 88,5\text{ мм}$.

Определим масштабные коэффициенты по оси S на графике $S(\varphi)$ для двух фаз:

$$\mu_S = \frac{h}{\Delta S}, \quad (5.3)$$

где h – максимальный ход толкателя в кулачковом механизме, мм.

Для фазы удаления:

$$\mu_{S1} = \frac{h}{\Delta S_1} = \frac{22}{40,5} = 0,543 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

Для фазы возврата:

$$\mu_{S2} = \frac{h}{\Delta S_2} = \frac{22}{88,5} = 0,248 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

Определим масштабные коэффициенты по оси S' на графике $S'(\varphi)$:

$$\mu_{S'} = \frac{\mu_S}{P_1 \cdot \mu_\varphi}, \quad (5.4)$$

где $\mu_{S'}$ – масштабный коэффициент по оси S' на графике $S'(\varphi)$, $\frac{1}{\text{мм}}$;

$P_1 1$ – величина, снимаемая с чертежа (принимается равным 40 мм).

Для фазы удаления:

$$\mu_{S'1} = \frac{\mu_{S1}}{P_1 1 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,543}{40 \cdot 0,017} = 0,798 \frac{1}{\text{мм}}$$

Для фазы возврата:

$$\mu_{S'2} = \frac{\mu_{S2}}{P_1 1 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,248}{40 \cdot 0,017} = 0,365 \frac{1}{\text{мм}}$$

Определим масштабные коэффициенты по оси S'' на графике $S''(\varphi)$:

$$\mu_{S''} = \frac{\mu_{S'}}{P_2 1 \cdot \mu_\varphi}, \quad (5.5)$$

где $\mu_{S''}$ – масштабный коэффициент по оси S'' на графике $S''(\varphi)$, $\frac{1}{\text{мм}}$;

$P_2 1$ – величина, снимаемая с чертежа (принимается равной 40 мм), мм.

Для фазы удаления:

$$\mu_{S''1} = \frac{\mu_{S'1}}{P_2 1 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,798}{40 \cdot 0,017} = 1,17 \frac{1}{\text{мм}}$$

Для фазы возврата:

$$\mu_{S''2} = \frac{\mu_{S'2}}{P_2 1 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,365}{40 \cdot 0,017} = 0,537 \frac{1}{\text{мм}}$$

5.2 Определение R_{min} , построения профиля кулачка

Определим минимальный радиус R_{min} кулачка по условию выпуклости профиля (метод Я.Л. Геронимуса). Строим график относительного изменения ускорения от перемещения толкателя $S - S''$. Масштабный коэффициент для графика $S - S''$:

$$\mu_L = \frac{\bar{h}}{h}, \quad (5.6)$$

где \bar{h} – принятый максимальный ход толкателя на чертеже (принимается 30 мм).

Масштабный коэффициент будет равен:

$$\mu_L = \frac{22}{30} = 0,73 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

Значения параметров для построения графика $S - S''$ заносим в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Параметры построения графика $S-S''$

	1	2	3	4	5	6	7	8
S , мм	0	1,3	7,9	20,1	32,4	38,9	40,3	88,6
$S \cdot \mu_s$, мм		0,7	4,3	11	17,7	21,2	22	22
S'' , мм		67,4	53,9	0	-53,9	-67,4	0	-70
$S'' \cdot \mu_{s''}$		79,5	63,6	0	-63,6	-79,5	0	-37,6
$\frac{S \cdot \mu_s}{\mu_L}$, мм		1	5,9	15	24,2	29,1	30	30
$\frac{S'' \cdot \mu_{s''}}{\mu_L}$, мм		108,9	87,1	0	-87,1	-108,9	0	-51,5

Продолжение таблицы 5.1

	9	10	11	12	13	14
S , мм	83,7	68,9	44,3	19,7	4,9	0
$S \cdot \mu_s$, мм	20,8	17,1	11	4,9	1,2	0
S'' , мм	-70	-70	0	70	70	70
$S'' \cdot \mu_{s''}$	-37,6	-37,6	0	37,6	37,6	37,6
$\frac{S \cdot \mu_s}{\mu_L}$, мм	28,4	23,4	15	6,7	1,7	0
$\frac{S'' \cdot \mu_{s''}}{\mu_L}$, мм	-51,5	-51,5	0	51,5	51,5	51,5

К получившемуся графику $S-S''$ проводим касательную к наиболее удаленной части кривой под углом 45° к оси S , что соответствует углу давления для тарельчатых толкателей. В месте пересечения касательной и оси S получаем точку B . От полученной точки B откладываем расстояние не менее 5 мм ниже по оси и получаем точку B_1 . Отрезок $1B_1$ с учетом масштабного коэффициента является минимальным радиусом кулачка: $1B_1 = 104$ мм.

Минимальный радиус кулачка определяется по формуле:

$$R_{min} = 1B_1 \cdot \mu_L \quad (5.7)$$

Тогда:

$$R_{min} = 104 \cdot 0,73 = 75,9 \text{ мм.}$$

Строим профиль кулачка.

Масштабный коэффициент построения профиля кулачка:

$$\mu_s = \frac{R_{min}}{R_{min}}, \quad (5.8)$$

где \overline{R}_{min} – минимальный радиус кулачка на чертеже, мм.

$$\mu_s = \frac{75,9}{104} = 0,73 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}.$$

Из произвольно выбранной точки O , принимаемой за центр вращения кулачка, строим окружность радиусом R_{min} . Делим полученную окружность последовательно на углы $\varphi_y, \varphi_{oc}, \varphi_s$ в направлении, обратном вращению кулачка. Углы φ_y и φ_s разделим в соответствии с диаграммой $S(\varphi)$ на 6 равных частей. Через точки деления проводим лучи из центра вращения кулачка и откладываем на них от точки O расстояния $R_{min} + S_i$, где S_i – перемещение толкателя (см. таблицу 5.1). На концах лучей ставим соответствующие точки. Из точек к лучам проводим перпендикуляры, на которых в масштабе откладываем радиус тарелки.

Радиус тарелки выбираем наибольшим из условий:

$$\begin{cases} R_T > S'_{max} \cdot \mu_{S'1}, \\ R_T > S'_{max} \cdot \mu_{S'2}, \end{cases} \quad (5.9)$$

где S'_{max} – максимальный вектор скорости, снимаемый с графика $S'(\varphi)$, мм.

Радиус тарелки будет равен:

$$\begin{cases} R_T > 45,5 \cdot 0,798 = 36,3 \text{ мм}, \\ R_T > 79 \cdot 0,365 = 28,8 \text{ мм}. \end{cases}$$

Принимаем радиус тарелки равным $R_T = 37 \text{ мм}$.

Траектория, плавно огибающая тарелки, и является действительным профилем кулачка (ДПК). Соединив плавной кривой точки на лучах получим центральный профиль кулачка (ЦПК).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основная литература:

1. Теория механизмов и механика машин / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1998, 2001.
2. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988.
3. Левитский, Н.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1979.
4. Левицкая, О.Н. Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левицкая, Н.И. Левицкий. – М.: Высшая школа, 1985.
5. Механика машин / Под ред. Г.А. Смирнова. – М.: Высшая школа, 1996.
6. Попов, С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин / С.А. Попов, Г.А. Тимофеев. – М., 1998, 2002.
7. Девойно, Г.Н. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – Мн.: Высшая школа, 1986.

Дополнительная литература:

1. Кожевников, С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1977.
2. Кожевников, С.Н. Справочное пособие / Я.И. Есипенко, Я.М. Раскин; Под ред. С.Н. Кожевникова. – М.: Высшая школа, 1976.
3. Теория механизмов / Под ред. В.А. Гавриленко. – М.: Высшая школа, 1973.
4. Теория механизмов и машин / Под ред. К.И. Заблонского. – Киев: Вишеша школа, 1989.
5. Решетов, Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник. – М.: Машиностроение, 1979.
6. Пейсах Э.Е., Нестеров В.А. Система проектирования плоских рычажных механизмов М.: Машиностроение, 1988.
7. Лабораторный практикум и курсовое проектирование по теории механизмов и машин с использованием ЭВМ / Под ред. А.М. Ашавского – М.: Машиностроение, 1983.
8. Артоболевский, И.И. Сборник задач по теории механизмов и машин / И.И. Артоболевский, В.В. Эдельштейн. – М.: Наука, 1973.
9. Смелягин, А.И. Теория механизмов и машин. – М.: ИНФРА-М, 2003.
10. Джонс, Дж.К. Методы проектирования / Пер. с англ. 2-е издание М.: Мир, 1986.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

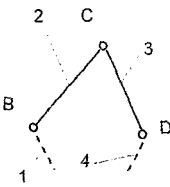
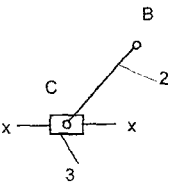
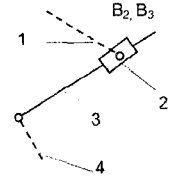
Формы основных надписей для графических и текстовых документов

					КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО ТММ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

					КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО ТММ тема 4, вариант 2			
Изм	Лист	№ докум	Подп.	Дата	Пояснительная записка	Лит.	Лист	Листов
Разраб.	Коваль Л.П.					У		
Пров.	Мartiновская					БрГТУ, МАПП-3		

					КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО ТММ тема 4, вариант 2			
Изм	Лист	№ докум	Подп.	Дата	Силовой анализ рычажного механизма	Лит.	Масса	Масшт.
Разраб.	Коваль Л.П.					У	-	-
Пров.	Мartiновская					Лист 2		Листов 4
						БрГТУ, МАПП-3		

Таблица П1 – Кинематика структурных групп II класса

Вид группы	Схема группы Ассур	Системы уравнений	Направления векторов	Угловые скорости и ускорения
1		$\begin{cases} \vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB} \\ \vec{V}_C = \vec{V}_D + \vec{V}_{CD} \\ \vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB} + \vec{a}_{CB}^r \\ \vec{a}_C = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD} + \vec{a}_{CD}^r \end{cases}$	$\begin{aligned} V_{CB} &\perp BC \\ V_{CD} &\perp CD \\ a_{CB}^n &= \omega_2^2 l_{BC} \parallel BC; \quad a_{CB}^r \perp BC \\ a_{CD}^n &= \omega_3^2 l_{CD} \parallel CD; \quad a_{CD}^r \perp CD \end{aligned}$	$\begin{aligned} \omega_2 &= \frac{V_{CB}}{l_{BC}}; \quad \varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^r}{l_{BC}} \\ \omega_3 &= \frac{V_{CD}}{l_{CD}}; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{CD}^r}{l_{CD}} \end{aligned}$
2		$\begin{cases} \vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB} \\ \vec{V}_C = \vec{V}_{x-x} + \vec{V}_{Cx-x} \\ \vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB} + \vec{a}_{CB}^r \\ \vec{a}_C = \vec{a}_{x-x} + \vec{a}_{Cx-x}^k + \vec{a}_{Cx-x}^r \end{cases}$	$\begin{aligned} V_{CB} &\perp BC \\ V_{Cx-x} &\parallel x-x \\ a_{CB}^n &= \omega_2^2 \cdot l_{BC} \parallel BC; \quad a_{CB}^r \perp BC \\ a_{x-x} &= 0; \quad a_{Cx-x}^k \parallel x-x; \quad a_{Cx-x}^r = 0 \end{aligned}$	$\begin{aligned} \omega_2 &= \frac{V_{CB}}{l_{BC}}; \quad \varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^r}{l_{BC}} \\ \omega_3 &= 0; \quad \varepsilon_3 = 0 \end{aligned}$
3		$\begin{cases} \vec{V}_{B_3} = \vec{V}_{B_2} + \vec{V}_{B_3B_2} \\ \vec{V}_{B_3} = \vec{V}_C + \vec{V}_{B_3C} \\ \vec{a}_{B_3} = \vec{a}_{B_2} + \vec{a}_{B_3B_2}^k + \vec{a}_{B_3B_2}^r \\ \vec{a}_{B_3} = \vec{a}_C + \vec{a}_{B_3C}^n + \vec{a}_{B_3C}^r \end{cases}$	$\begin{aligned} V_{B_2B_3} &\parallel BC \\ V_{B_3C} &\perp BC \\ a_{B_3B_2}^k &= 2\omega_2 \cdot V_{B_3B_2}; \quad a_{B_3B_2}^r \parallel BC \\ a_{B_3C}^n &= \omega_3^2 \cdot l_{BC} \parallel BC; \quad a_{B_3C}^r \perp BC \end{aligned}$	$\begin{aligned} \omega_2 = \omega_3 &= \frac{V_{B_3C}}{l_{BC}} \\ \varepsilon_2 = \varepsilon_3 &= \frac{a_{B_3C}^r}{l_{BC}} \end{aligned}$

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Таблица П2 – Последовательность силового расчёта групп Ассура II класса

Вид группы	Схема группы Ассура	Последовательность составления уравнений	Определяемые величины
1		<ol style="list-style-type: none"> 1. $\sum M_C^2 = 0$ 2. $\sum M_C^3 = 0$ 3. $\sum P_{2-3} = 0$ 4. $\sum P_2 = 0$ 	R_{21}^r R_{34}^r $R_{21}^n, R_{34}^n, R_{21}, R_{34}$ R_{32}
2		<ol style="list-style-type: none"> 1. $\sum M_B^2 = 0$ 2. $\sum P_{2-3} = 0$ 3. $\sum P_2 = 0$ 4. $\sum M_A^3 = 0$ 	R_{21}^r R_{21}^n, R_{21}, R_{30} R_{23} h_{30}
3		<ol style="list-style-type: none"> 1. $\sum M_B^3 = 0$ 2. $\sum P_3 = 0$ 3. $\sum P_2 = 0$ 4. $\sum M_C^2 = 0$ 	R_{34}^r R_{32}, R_{34}^n, R_{34} R_{21} h_{32}

Группы 4-го и 5-го вида рассматриваются после разложения их на отдельные звенья

Таблица ПЗ – Расчёт планетарного редуктора

Схема редуктора	Рисунок а	Рисунок б	Рисунок в	Рисунок г
Передаточное отношение	$i_{13}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1}$ $i_{1H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$	$i_{13}^{(H)} = -\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}$ $i_{1H} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}$	$i_{13}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2'}\right)$ $i_{1H} = 1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}$	$i_{13}^{(H)} = \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}$ $i_{1H} = 1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}$
Условие соосности	$R_1 + 2 \cdot R_2 = R_3$ $z_1 + 2 \cdot z_2 = z_3$	$R_1 + R_2 = R_3 - R_2'$ $z_1 + z_2 = z_3 - z_2'$	$R_1 + R_2 = R_2' + R_3$ $z_1 + z_2 = z_2' + z_3$	$R_1 - R_2 = R_3 - R_2'$ $z_1 - z_2 = z_3 - z_2'$
Условие соседства	$(z_1 + z_2) \sin \frac{180^\circ}{k} > z_2 + 2$	<p>при $i_{1H} > 4$</p> $(z_1 + z_2) \sin \frac{180^\circ}{k'} > z_2 + 2$ <p>при $i_{1H} < 4$</p> $(z_3 - z_2) \sin \frac{180^\circ}{k'} > z_2 + 2$	$(z_1 + z_2) \sin \frac{180^\circ}{k'} > z_2 + 2$ <p>или</p> $(z_3 + z_2') \sin \frac{180^\circ}{k'} > z_2' + 2$ <p>Рассчитывается для той пары колес, у которой меньше радиус центрального колеса</p>	$(z_1 - z_2) \sin \frac{180^\circ}{k'} > z_2 + 2$ <p>или</p> $(z_3 - z_2') \sin \frac{180^\circ}{k'} > z_2' + 2$ <p>Рассчитывается для той пары колес, у которой больше радиус центрального колеса</p>
Условие сборки	$\frac{z_1 + z_3}{k} = C$	$\frac{z_1 \cdot z_2' + z_3 \cdot z_2}{k'} = C$	$\frac{z_1 \cdot z_2' - z_3 \cdot z_2}{k'} = C$	$\frac{z_1 \cdot z_2' - z_3 \cdot z_2}{k'} = C$

k – число сателлитов; k' – число пар сателлитов; C – любое целое число.

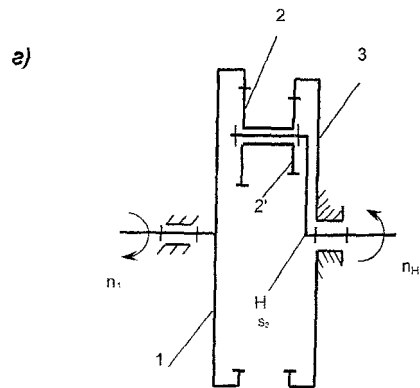
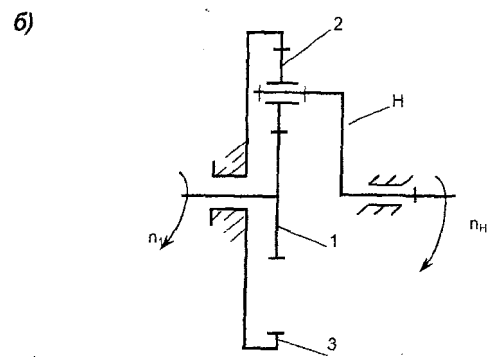
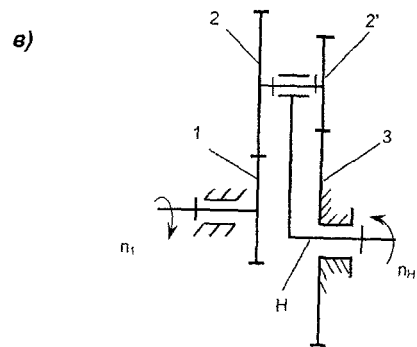
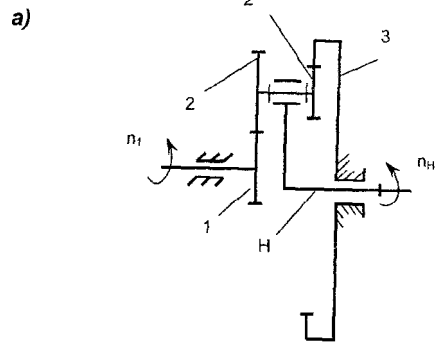


Рисунок к приложению Г

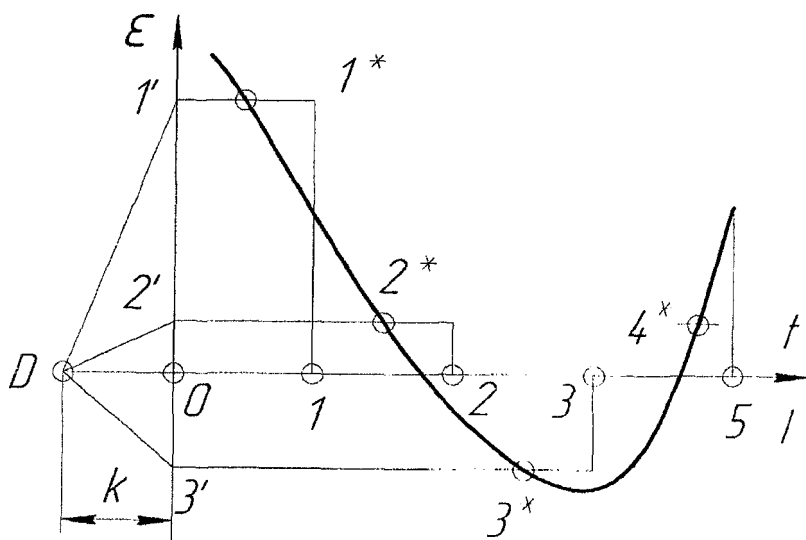
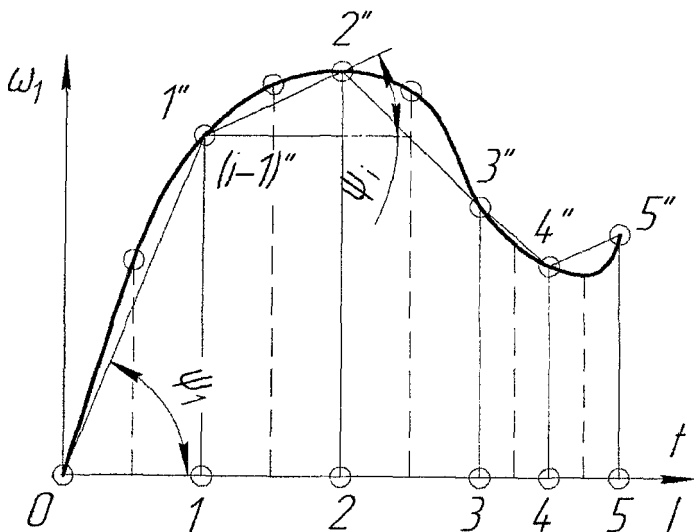
ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Таблица П4 – Значения инвалюты inv α

градусы	порядок	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30''	35'	40'	45'	50''	55'
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19617
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21766	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23049	23312	23577	23845	24114	24384	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55718	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285
31	0,0	58809	60335	60856	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65798
32	0,0	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69836	70430	71026	71626	72230	72838
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437
34	0,0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631
35	0,0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96898	97459
36	0,	09822	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696
37	0,	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718
38	0,	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815
39	0,	12911	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995
40	0,	14096	14200	14303	14407	14511	14316	14722	14829	14936	15043	15152	15261
41	0,	15370	15480	15591	15703	15815	15928	16041	16156	16270	16386	16502	16619
42	0,	16737	16855	16974	17093	17214	17335	17457	17579	17702	17826	17951	18076

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Графическое дифференцирование методом хорд



ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Построение эвольвентного профиля зуба

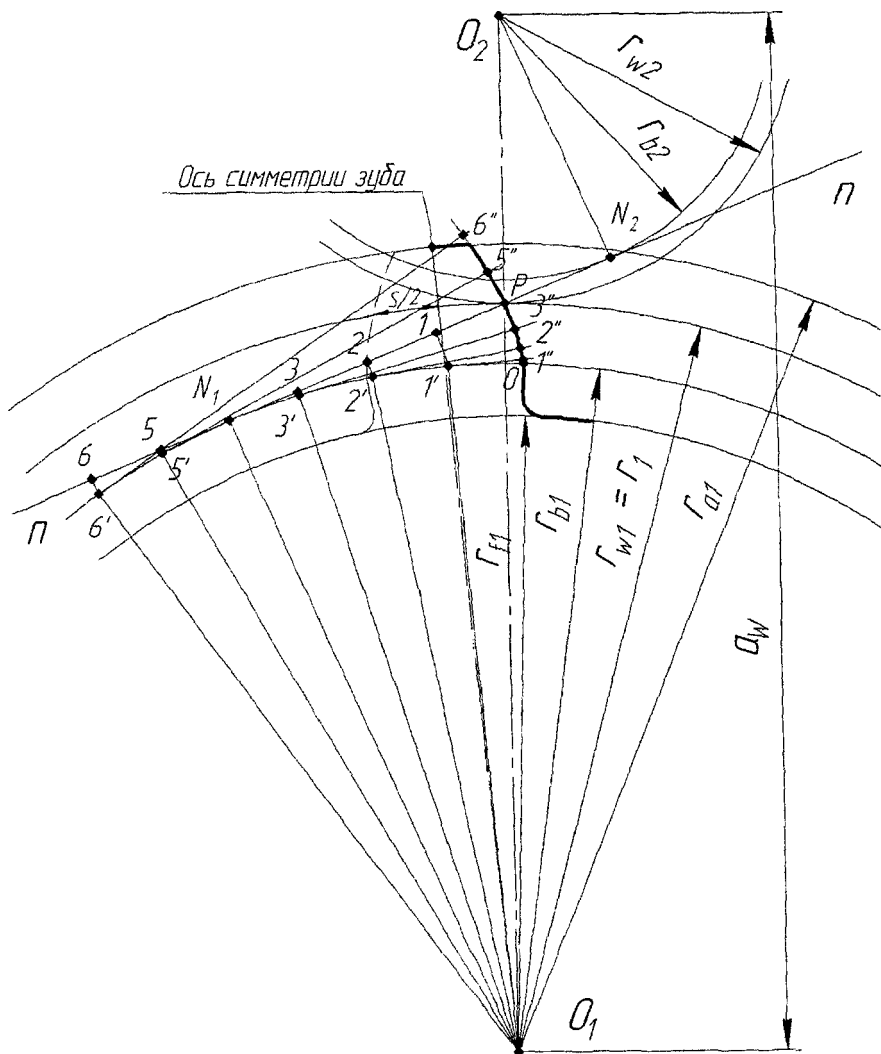


График аналогов ускорений

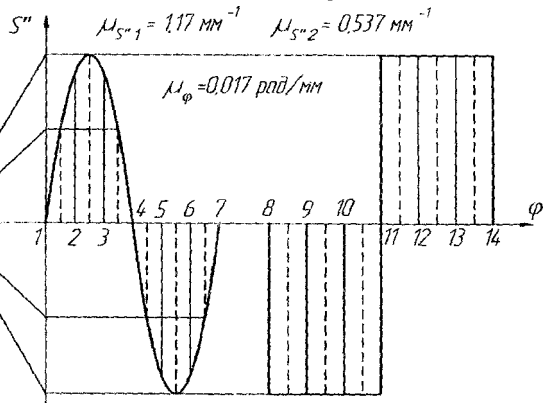


График аналогов скоростей

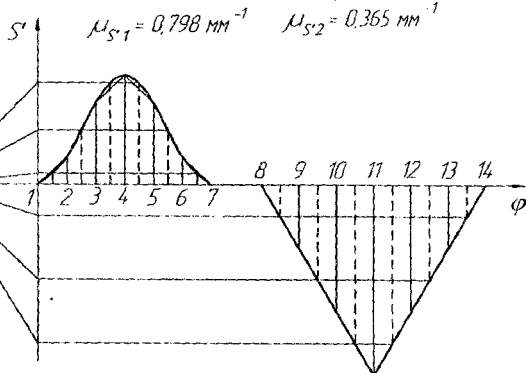
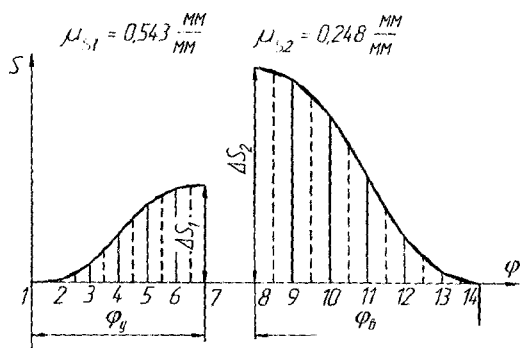
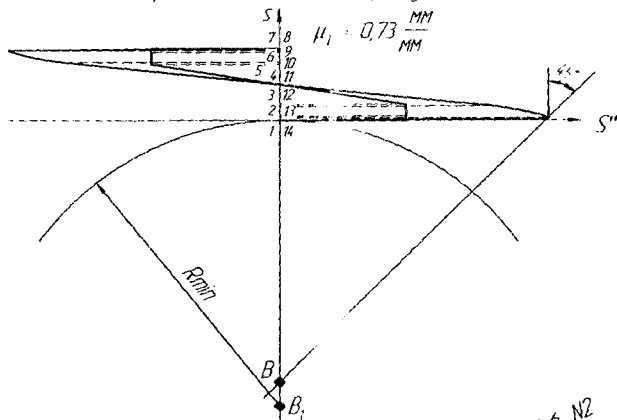


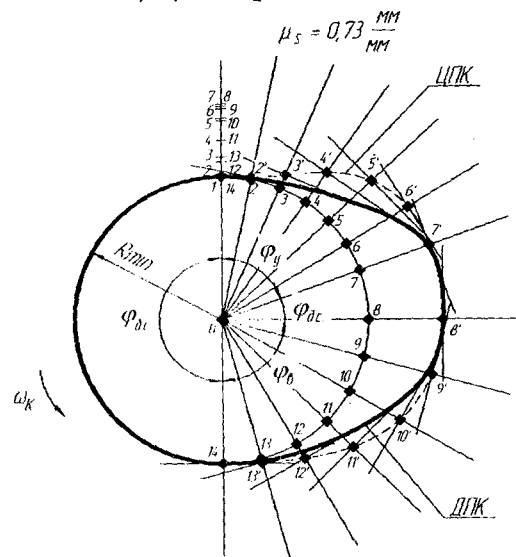
График аналогов перемещений



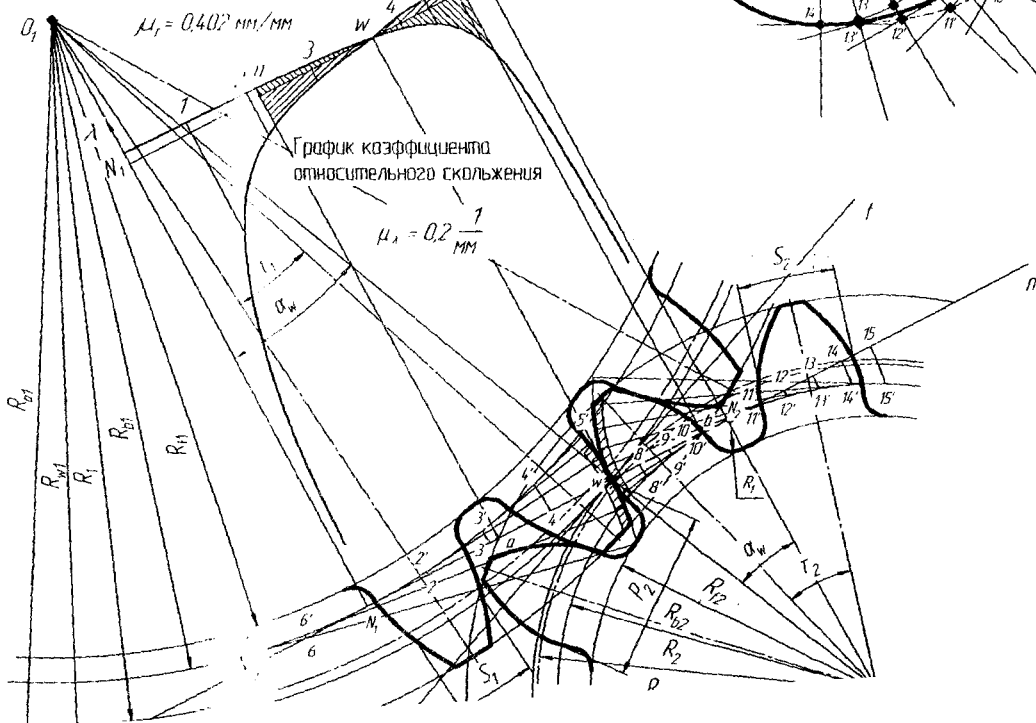
Определение минимального радиуса



Профиль кулачка



Эвольвентное зацепление



Начальный механизм

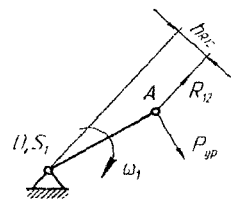
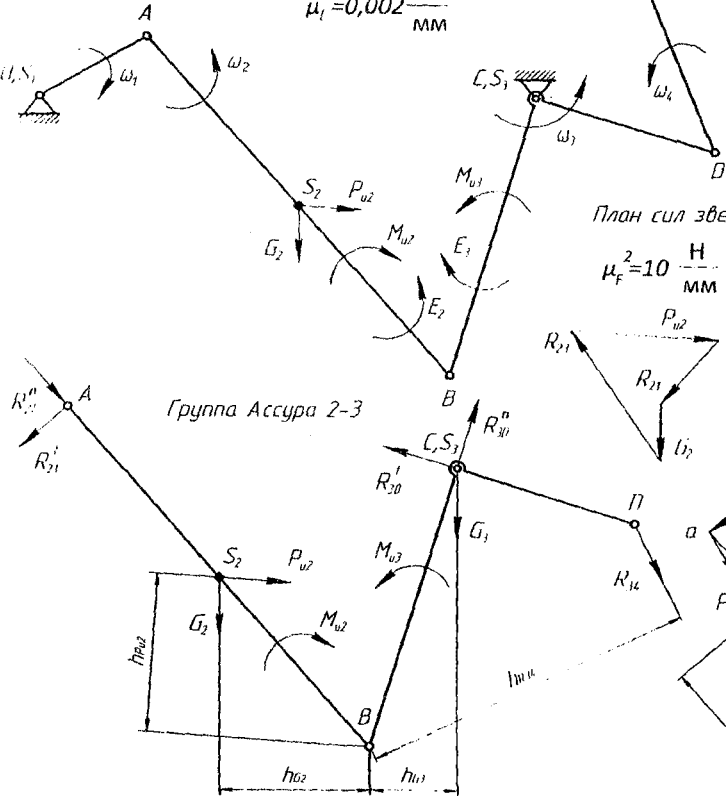
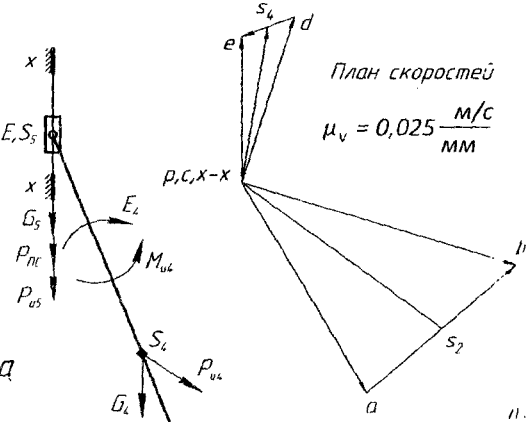


Схема механизма

$\mu_1 = 0,002 \frac{M}{MM}$



Группа Ассур 2-3

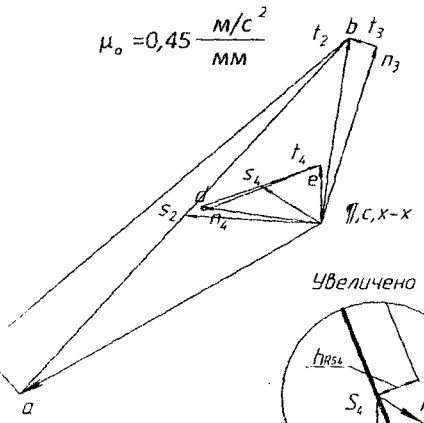


План скоростей

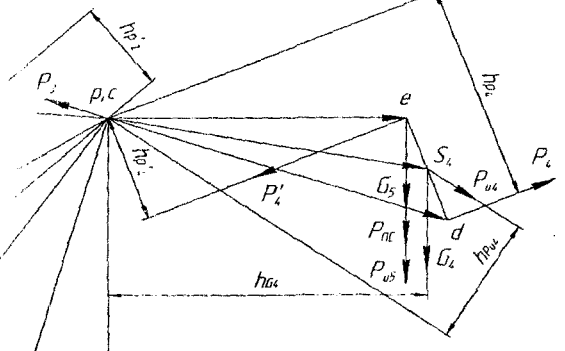
$\mu_v = 0,025 \frac{M/C}{MM}$

План ускорений

$\mu_o = 0,45 \frac{M/C^2}{MM}$



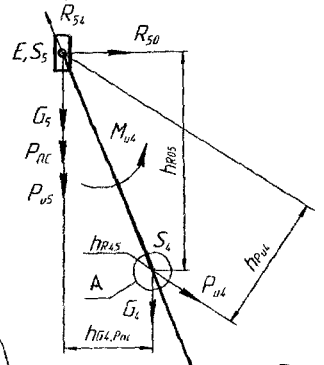
Метод Жуковского



План сил начального механизма

$\mu_F = 5 \frac{H}{MM}$

Группа Ассур 4-5



План сил группы 4-5

$\mu_F^{4-5} = 10 \frac{H}{MM}$

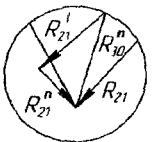
План сил звена 4

$\mu_F^4 = 10 \frac{H}{MM}$

План сил группы 2-3

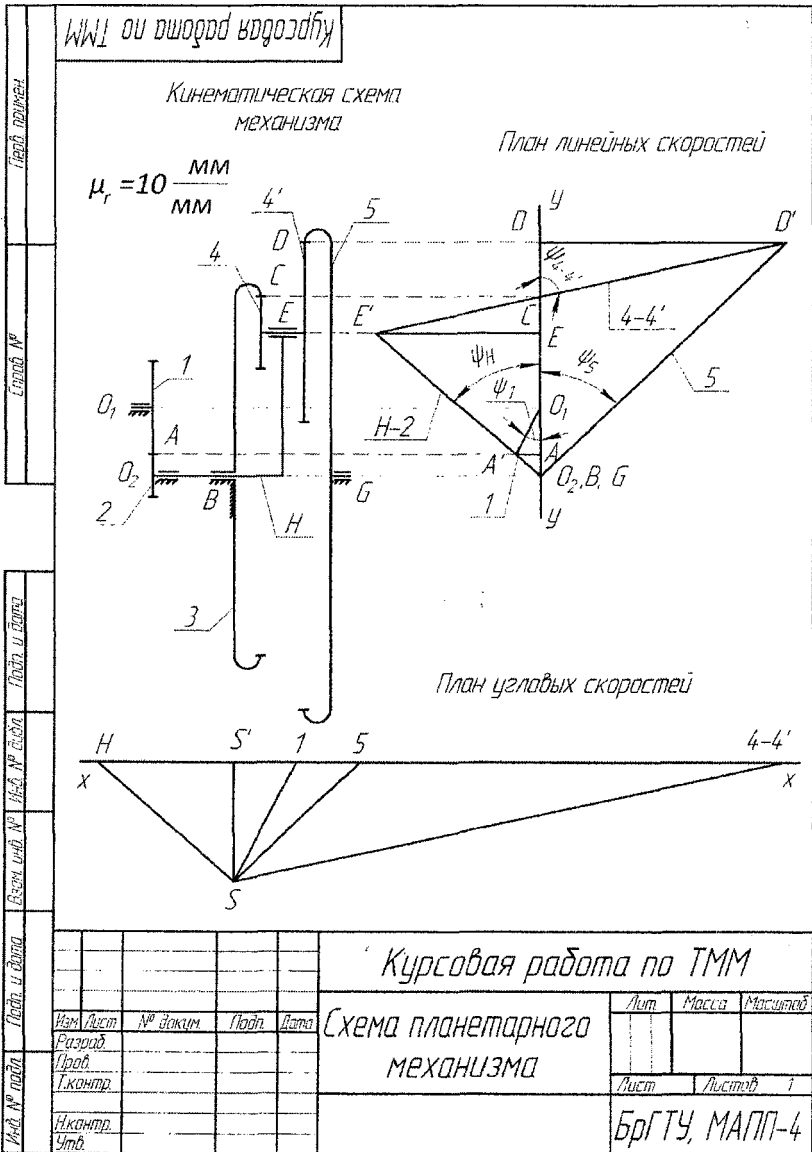
$\mu_F^{2-3} = 10 \frac{H}{MM}$

Увеличено Б



ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Примеры графической части курсовой работы



Учебное издание

Составители:

Оксана Владимировна Мартиновская

Александр Сергеевич Жук

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методические указания

по выполнению курсовой работы для студентов специальностей:

1-36 09 01 «Машины и аппараты пищевой промышленности»,

1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,

1-37 01 07 «Автосервис»

Ответственный за выпуск: Мартиновская О.В.

Редактор: Боровикова Е.А.

Компьютерная вёрстка: Соколюк А.П.

Корректор: Никитчик Е.В.

Подписано в печать 21.04.2017 г. Формат 60x84 ¹/₁₆. Бумага «Performer»,
Гарнитура «Arial». Усп. печ. л. 4,19. Уч. изд. л. 4,5. Заказ № 403. Тираж 50 экз.
Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный
технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.