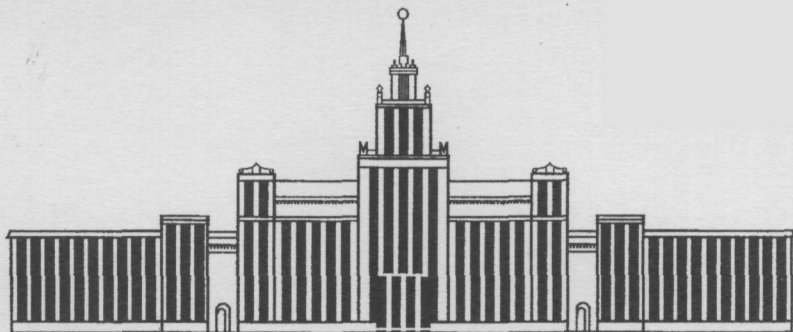

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ



ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

621.01(07)

П464

В.И. Пожбелко, П.Г. Веницкий, Н.И. Ахметшин

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**

Учебное пособие
Часть 2

Челябинск
2003

Министерство образования Российской Федерации
Южно-Уральский государственный университет
Кафедра «Основы проектирования машин»

621.01.(07)

П 464

В.И. Пожбелко, П.Г. Виницкий, Н.И. Ахметшин

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебное пособие

Часть 2

Под редакцией В.И. Пожбелко

Челябинск
Издательство ЮУрГУ
2003

Пожбелко В.И., Веницкий П.Г., Ахметшин Н.И. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учебное пособие. / Под ред. В.И. Пожбелко. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – Часть 2. – 52 с.

Учебное пособие содержит методику и последовательность выполнения отдельных листов курсового проекта, а также краткие сведения по основам проектирования механизмов с высшими кинематическими парами в виде кулачковых и зубчатых механизмов.

Рассмотрены задачи синтеза и анализа основных типов кулачковых механизмов с поступательным или качающимся толкателем, выполненных с силовым или геометрическим замыканием звеньев. Приведены примеры решения задач синтеза и анализа простых зубчатых механизмов с неподвижными осями вращения колес, а также сложных планетарных механизмов. Дана методика выбора структурной схемы планетарного редуктора с учетом его КПД, а также выбора оборотов и расчета потребной мощности приводного двигателя машинного агрегата.

Приведены образцы оформления 3-го и 4-го листов курсового проекта, а также типовые вопросы для самоподготовки и защиты этих листов проекта. Даны варианты для курсового проектирования кулачковых механизмов и методика подготовки исходных данных для проектирования зубчатых механизмов.

Пособие предназначено для самостоятельной работы студентов механических специальностей дневной, вечерней и заочной форм обучения, изучающих курсы «Теория механизмов и машин» и «Прикладная (техническая) механика» и выполняющих соответствующий курсовой проект.

Ил. 11, табл. 6, список лит. – 14 назв.

Одобрено учебно-методической комиссией
механико-технологического факультета.

Рецензенты: Федулов А.П., Созыкин Г.Г.

ЗАДАЧИ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Курс «Теория механизмов и машин» (ТММ) содержит научные основы проектирования различных типовых механизмов, входящих в состав машин различного назначения и поэтому имеет четкую инженерную направленность [1-3]. Изучение курса ТММ при подготовке инженерно-конструкторов позволяет освоить общие методы синтеза новых машин и механизмов и уметь определять параметры механизмов аналитически с применением ЭВМ и графоаналитически. Для студентов технических специальностей изучение курса ТММ дает знание основных типов, принципов работы, кинематических и динамических свойств механизмов а также методов компьютерного моделирования их структуры, кинематики и динамики. Это позволяет выбрать наиболее целесообразные пути их создания, регулирования, настройки на заданные режимы работы и устранения неполадок, возникающих в процессе эксплуатации любой машины. Важное место в курсе ТММ занимает курсовой проект, для подготовки к выполнению которого следует использовать пособия по программированному обучению и самоконтролю [4 – 6].

Курсовой проект по теории механизмов и машин является первой самостоятельной проектной работой студента, выполняемой на основе учебных пособий [7 – 13]. В процессе выполнения проекта закрепляются и углубляются знания, полученные на лекциях, практических и лабораторных занятиях по ТММ, приобретаются профессиональные навыки решения инженерных задач проектирования и исследования конкретных механизмов. Курсовой проект по ТММ также закрепляет знания, полученные в предшествующих дисциплинах, и подготавливает студента к выполнению проектов по деталям машин, по специальным дисциплинам на выпускающей кафедре и к дипломному проектированию.

Объем и содержание курсового проекта составлены в соответствии с учебной программой курса ТММ для машиностроительных специальностей и охватывают основные разделы теоретического курса. В задачу проекта входят исследование и проектирование машинного агрегата, включающего в себя основные типы механизмов – шарнирно-рычажный, кулачковый и зубчатый.

Курсовой проект по ТММ содержит графическую часть (4 листа на ватмане формата А 1) и расчетно-пояснительную записку (объем 30 ... 40 страниц текста), требования к оформлению которых по стандарту СТП ЮУрГУ и пример содержания курсового проекта (с показательными листами и вопросами для их защиты) даны в данном пособии, состоящем из двух частей:

а) часть 1 – содержит методику, примеры выполнения и вопросы для самоподготовки и защиты 1-го и 2-го листов проекта [14];

б) часть 2 – содержит методику, примеры выполнения и вопросы для самоподготовки и защиты 3-го и 4-го листов проекта.

1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

1.1. Основные положения

Кулачковым механизмом называется механизм, в состав которого входит высшая кинематическая пара (звенья контактируют по точке или линии). Обычно ведущее звено 1 механизма имеет криволинейный профиль и называется кулачком (рис. 1.1). Ведомое звено 2 называют толкателем (при поступательном движении, рис. 1.1, а) или коромыслом (при качательном движении, рис. 1.1, б).

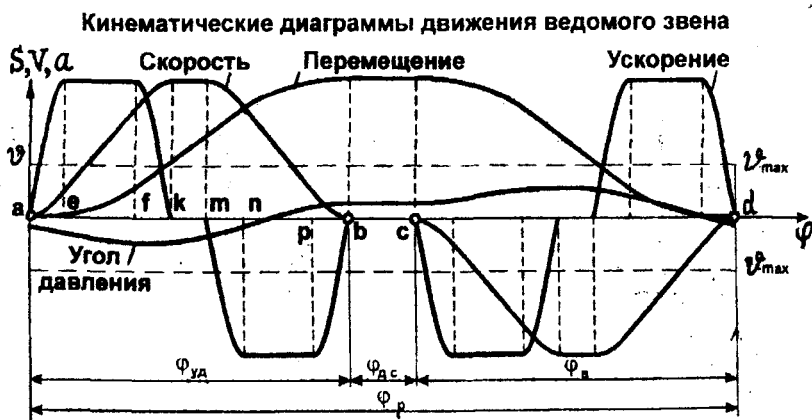
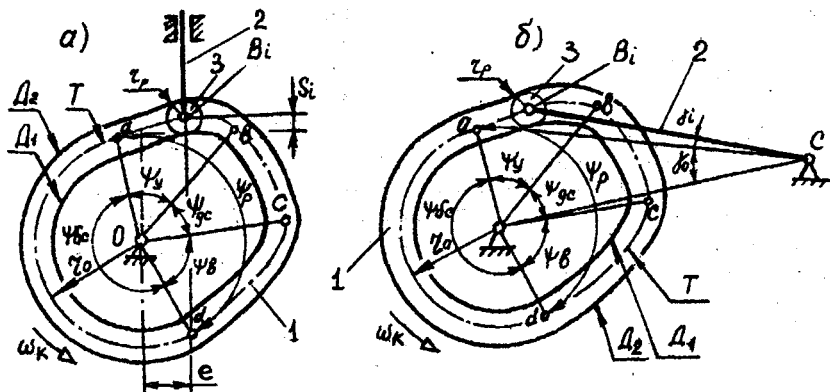


Рис. 1.1. Схемы и диаграммы движения кулачковых механизмов

Кулачковые механизмы обладают рядом существенных преимуществ по сравнению с шарнирно-рычажными, обеспечивающими такой же характер преобразования движений:

1. Простота структурных схем. Элементарный кулачковый механизм

состоит только из ведущего и ведомого звеньев; шарнирно-рычажный механизм содержит хотя бы одно промежуточное звено.

2. Возможность воспроизведения практически любого закона движения ведомого звена при движении ведущего звена с постоянной скоростью; в этом смысле кулачковые механизмы уникальны. В частности, кулачковые механизмы весьма просто реализуют законы движения с остановами (рис. 1.1, участок «bc»).

Для снижения износа в высшей кинематической паре «кулачок-толкатель» широко применяется *роликовый толкатель*: на конце толкателя шарнирно устанавливается ролик 3, который за счет сил трения катится по профилю кулачка.

Постоянство контакта в высшей кинематической паре обеспечивается двумя способами:

1) *Силовым замыканием* – как правило, пружиной, прижимающей толкатель к кулачку (см. на вклейке в пособии – типовой образец 3-го листа);

2) *Геометрическим (кинематическим) замыканием* – в основном осуществляется путем исполнения кулачка в виде паза на торцевой поверхности, в который помещается ролик толкателя (см. рис. 1.1).

При проектировании кулачковых механизмов с роликовым толкателем используется *теоретический профиль* (профиль T на рис. 1.1), т.е. профиль, который должен иметь кулачок при удалении ролика из схемы механизма. С точки зрения кинематики механизма теоретический профиль есть траектория движения центра ролика B в его движении относительно кулачка. *Действительный профиль* (D_1, D_2) отстоит от теоретического в любой точке в направлении нормали на расстоянии, равном радиусу ролика r_p . При силовом замыкании теоретический профиль единственный – D_1 ; при геометрическом замыкании кулачковый паз очерчивается двумя профилями D_1 и D_2 .

На профиле кулачка выделяют следующие характерные участки:

а) *профиль удаления* ($\cup ab$), при прохождении которого толкатель удаляется от центра кулачка; геометрической характеристикой этого участка является *профильный угол удаления* ψ_y ;

б) *профиль дальнего стояния* ($\cup bc$), при прохождении которого толкатель остается неподвижным на максимальном удалении от центра кулачка; эта часть профиля очерчена по дуге окружности и характеризуется *профильным углом дальнего стояния* ψ_{dc} ;

в) *профиль возвращения* ($\cup cd$), при прохождении которого толкатель возвращается в исходное положение; геометрической характеристикой участка является *профильный угол возвращения* ψ_e ;

г) *профиль ближнего стояния* ($\cup da$), при прохождении которого толкатель остается неподвижным на максимальном приближении к центру кулачка; эта часть профиля очерчена по дуге окружности радиусом r_0 .

называемым минимальный радиус кулачка; геометрической характеристикой участка является профильный угол ближнего стояния ψ_{bc} .

Очевидно соотношение:

$$\psi_y + \psi_{dc} + \psi_e + \psi_{bc} = 360^\circ. \quad (1.1)$$

Участок $abcd$ в целом называют рабочий профиль кулачка, его геометрической характеристикой является профильный рабочий угол

$$\psi_p = \psi_y + \psi_{dc} + \psi_e. \quad (1.2)$$

В кулачковом механизме с поступательным роликовым толкателем (рис. 1.1, а) эксцентриситет «e» – это расстояние от оси толкателя до центра вращения кулачка. При $e = 0$ (ось толкателя проходит через центр кулачка) механизм называется центральным, в противном случае – нецентральным ($e \neq 0$).

Кинематическими характеристиками кулачковых механизмов являются фазовые углы, т.е. углы, при повороте на которые под толкателем проходят соответствующие участки профиля. Такими характеристиками являются: фазовый угол удаления φ_y , фазовый угол дальнего стояния φ_{dc} , фазовый угол возвращения φ_e , фазовый угол ближнего стояния φ_{bc} и фазовый рабочий угол φ_p .

$$\varphi_p = \varphi_y + \varphi_{dc} + \varphi_e. \quad (1.3)$$

Анализ кинематики кулачковых механизмов показывает, что в общем случае $\varphi_y > \psi_y$, $\varphi_{dc} = \psi_{dc}$, $\varphi_e < \psi_e$, причем для рабочего профиля кулачка в целом выполняется равенство

$$\varphi_p = \psi_p. \quad (1.4)$$

Проектирование кулачкового механизма состоит из трех этапов:

I. Построение диаграмм движения толкателя.

II. Определение основных размеров кулачкового механизма. К ним относятся:

а) для всех механизмов – минимальный радиус теоретического профиля кулачка r_0 ;

б) в механизмах с поступательным толкателем (рис. 1.1, а) – эксцентриситет e ;

в) в механизмах с качающимся толкателем (рис. 1.1, б) – межцентровое расстояние l_{oc} (длина толкателя l_{bc} , как правило, задается из конструктивных соображений).

III. Построение профиля кулачка.

1.2. Построение диаграмм движения толкателя

Под диаграммами движения толкателя понимаются диаграммы зависимости его перемещения, скорости и ускорения от угла поворота кулачка.

ка или от времени. Поскольку эти кинематические характеристики зависимы, то для построения диаграмм движения толкателя достаточно иметь одну из них, остальные определяются путем интегрирования или дифференцирования.

При проектировании кулачковых механизмов угловая скорость кулачка ω_k принимается постоянной, при этом угол поворота кулачка φ_1 и время t связаны линейной зависимостью

$$\varphi_1 = \omega_k t; \quad \omega_k = \frac{\pi n_k}{30}, \quad (1.5)$$

где n_k [об/мин] – частота вращения кулачка. Поэтому аргументом в диаграммах движения может быть как время t , так и угол поворота кулачка φ_1 .

При поступательно движущемся толкателе его кинематическими характеристиками являются перемещение S , скорость V и ускорение a . При качающемся толкателе его движение описывается углом поворота γ , угловой скоростью ω и угловым ускорением ε . Также движение роликового качающегося толкателя может описываться перемещением центра ролика S_B , его линейной скоростью V_B и тангенциальным ускорением a_B . Поскольку центр ролика B совершает вращательное движение вокруг центра качания коромысла C , то очевидны зависимости:

$$S_B = \gamma l_{BC}; \quad V_B = \omega l_{BC}; \quad a_B = \varepsilon l_{BC}. \quad (1.6)$$

За начало отсчета перемещений толкателя принимают его положение ближнего стояния. Кинематические характеристики толкателя изменяются только на рабочем профиле кулачка, поэтому диаграммы движения толкателя рассматриваются в пределах изменения аргумента φ_1, t , соответствующих рабочему профилю.

В практике проектирования кулачковых механизмов встречаются в основном две ситуации.

1. Закон перемещений толкателя задан и необходимо точное его воспроизведение. В этом случае задача сводится к построению диаграмм скоростей и ускорений путем дифференцирования; случай довольно редкий и в данном пособии не рассматривается.

2. Заданы максимальное перемещение (S_{\max} – для поступательного толкателя, γ_{\max} – для качающегося толкателя) и фазовые углы кулачка (удаления φ_s , дальнего стояния φ_{oc} и возвращения φ_e); закон движения толкателя на каждом участке существенного значения не имеет. При этом возникает задача выбора конкретного закона движения, этот выбор осуществляется из условий динамической работоспособности механизма. О последней можно судить по наличию или отсутствию в законах движения жестких и мягких ударов.

Признаком жесткого удара является разрыв в диаграмме скоростей, что приводит к бесконечно большим (теоретически) ускорениям толкателя и, следовательно, большим его силам инерции. Законы движения с жесткими ударами приемлемы только для механизмов с весьма малой скоростью вращения кулачка и весьма легким толкателем. Признаком мягкого удара является разрыв в графике ускорений, что приводит к скачкообразному изменению сил инерции и, как следствие, к нежелательным упругим колебаниям в механизме.

В большинстве случаев требования технологического процесса, выполняемого кулачковым механизмом, обеспечиваются при выборе простейших законов движения толкателя, приведенных в п. 1.5 (см. задания к курсовому проекту). В этих законах максимальное ускорение на участке удаления $a_{y \max}$ и максимальное ускорение на участке возвращения

$a_{s \max}$ связаны соотношением

$$\left| \frac{a_{s \max}}{a_{y \max}} \right| = \left(\frac{\varphi_y}{\varphi_s} \right)^2. \quad (1.7)$$

Ниже приводится последовательность построения диаграмм движения толкателя.

1. Строится заданная диаграмма ускорений толкателя. Максимальная ордината ускорений на участке удаления $Y_{a.y.\max}$ выбирается произвольно, максимальная ордината ускорений на участке возвращения $Y_{a.s.\max}$ определяется в соответствии с (1.7):

$$Y_{a.s.\max} = Y_{a.y.\max} \left(\frac{\varphi_y}{\varphi_s} \right)^2. \quad (1.8)$$

2. Графическим интегрированием диаграммы ускорений строится диаграмма скоростей толкателя; техника графического интегрирования изложена в пособии [14]. Достаточная точность интегрирования достигается при разбиении рабочего угла φ_p на участки $\Delta\varphi = 10^\circ$; в ряде случаев (при малых углах φ_y и (или) φ_s) требуется разбиение на участки $\Delta\varphi = 5^\circ$.

3. Графическим интегрированием диаграммы скоростей строится диаграмма перемещений толкателя.

4. Определяются масштабы по оси абсцисс диаграмм. Масштаб углов поворота кулачка

$$k_\varphi = \frac{\varphi_p}{b}, \frac{\text{град}}{\text{мм}}, \quad (1.9)$$

где φ_p – поворотный рабочий угол, определяемый по выражению (1.3); b [мм] – длина отрезка, изображающего φ_p на оси абсцисс.

Масштаб времени

$$k_i = \frac{\varphi_P}{6n_k b}, \frac{c}{\text{мм}}. \quad (1.10)$$

5. Масштабы по осям ординат диаграмм определяются в зависимости от схемы механизма, по следующим формулам.

Механизмы с поступательным толкателем. Масштаб перемещений толкателя

$$k_S = \frac{S_{\max}}{Y_{S_{\max}}}, \frac{\text{м}}{\text{мм}}, \quad (1.11)$$

где $S_{\max} [\text{м}]$ – заданное максимальное перемещение толкателя; $Y_{S_{\max}} [\text{мм}]$ – максимальная ордината диаграммы перемещений. Масштаб скоростей толкателя

$$k_V = \frac{k_S}{k_t H_V}, \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}, \quad (1.12)$$

где k_S и k_t определены по выражениям соответственно (1.11) и (1.10); $H_V [\text{мм}]$ – длина базы интегрирования диаграммы скоростей. Масштаб ускорений толкателя

$$k_a = \frac{k_V}{k_t H_a}, \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}, \quad (1.13)$$

где $H_a [\text{мм}]$ – длина базы интегрирования диаграммы ускорений.

Механизмы с качающимся толкателем. Масштаб углов поворота толкателя в градусном их измерении

$$k_{\gamma \text{ град}} = \frac{\gamma_{\max}}{Y_{\gamma \max}}, \frac{\text{град}}{\text{мм}}, \quad (1.14)$$

где $\gamma_{\max} [\text{град}]$ – заданный максимальный угол поворота толкателя; $Y_{\gamma \max} [\text{мм}]$ – максимальная ордината диаграммы перемещений. Масштаб углов поворота толкателя в радианном их измерении

$$k_{\gamma \text{ рад}} = k_{\gamma \text{ град}} \frac{\pi}{180}, \frac{\text{рад}}{\text{мм}}. \quad (1.15)$$

Масштаб угловых скоростей толкателя

$$k_{\omega} = \frac{k_{\gamma \text{ рад}}}{k_t H_V}, \frac{\text{рад/с}}{\text{мм}}, \quad (1.16)$$

где k_t, H_V – те же параметры, что и для механизма с поступательным толкателем. Масштаб угловых ускорений толкателя

$$k_{\varepsilon} = \frac{k_{\omega}}{k_t H_a}, \frac{\text{рад/с}^2}{\text{мм}}, \quad (1.17)$$

где H_a – тот же параметр, что и для механизма с поступательным толкателем. Если построенные диаграммы рассматривать как диаграммы дви-

жения центра ролика, то масштабы перемещений, скоростей и тангенциальных ускорений центра ролика определяются по выражениям соответственно

$$k_S = k_{\gamma, \text{пад}} l_{BC}; \quad k_V = k_{\omega} l_{BC}; \quad k_a = k_{\varepsilon} l_{BC}, \quad (1.18)$$

где $l_{BC} [м]$ – заданная длина толкателя (коромысла).

1.3. Определение основных размеров механизма

Основные размеры кулачковых механизмов с роликовым толкателем определяются из условий обеспечения силовой работоспособности и минимальных габаритов. Под силовой работоспособностью любого механизма понимается благоприятная передача усилий от ведущих звеньев к ведомым через кинематические пары. Характеристикой силовой работоспособности является угол давления ν . В кулачковом механизме угол давления есть угол между нормалью $n-n$ к профилю кулачка в точке контакта его с толкателем и скоростью точки контакта \vec{V}_B , принадлежащей толкателю (рис. 1.2).

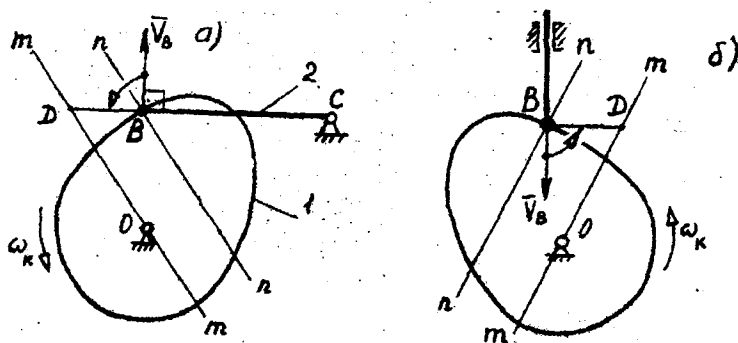


Рис. 1.2. Правило построения отрезков BD

С увеличением угла давления условия передачи усилий ухудшаются и при некотором угле $\nu_{кр}$ (критический угол давления) механизм утрачивает силовую работоспособность (заклинивается): никакое увеличение движущего момента на кулачке не может привести механизм в движение. Для исключения этого явления при проектировании механизма задается максимально допустимый угол давления $\nu_{max} < \nu_{кр}$. Механизм следует проектировать таким образом, чтобы угол давления в любом его положении ν_i не превышал максимально допустимого. Таким образом, условие силовой работоспособности механизма имеет вид:

$$\nu_i \leq \nu_{max} < \nu_{кр}. \quad (1.19)$$

Выполнение условия (1.19) при проектировании кулачкового механизма осуществляется с использованием теоремы о положении центра вращения кулачка. Согласно данной теореме, центр вращения кулачка O (рис. 1.2) расположен на прямой $m-m$, параллельной нормали $n-n_k$ профилю кулачка в точке контакта B , и проходящей через точку D отрезка BD , последний определяется по выражению

$$BD = \frac{1}{k_S} \cdot \frac{V_B}{\omega_k}, \quad (1.20)$$

где k_S – линейный масштаб. **Правило построения отрезков BD .** Отрезок BD следует откладывать в направлении вектора скорости толкателя \vec{V}_B , повернутого на 90° в сторону угловой скорости кулачка ω_k .

Порядок определения основных размеров механизма зависит от его схемы, и подробно рассмотрен ниже.

8.3.1. Механизмы с поступательным толкателем

Для определения основных размеров этих механизмов должны быть известны:

а) диаграммы перемещений $S = S(\varphi)$ и скоростей $V = V(\varphi)$ толкателя (рис. 1.3);

б) направление и величина угловой скорости кулачка ω_k ;

в) максимально допустимый угол давления ν_{\max} .

Необходимые построения приведены на рис. 1.3. Принято, что кулачок вращается **против** часовой стрелки. Рассматривается вариант, при котором основные размеры определяются в том же масштабе k_S , что и масштаб по оси ординат диаграммы перемещений. Ниже приводится порядок решения задачи.

1. Параллельно оси ординат диаграммы перемещений проводится ось толкателя O_T , на которой с помощью диаграммы перемещений отмечаются мгновенные положения точки B (B_0, \dots, B_{10}).

2. Определяются длины отрезков $B_i D_i$ для каждого положения механизма. Расчетная формула получается из выражения (1.20) и имеет вид

$$B_i D_i = \frac{1}{k_S} \cdot \frac{Y_{Vi} k_V}{\omega_k}, \text{ мм}, \quad (1.21)$$

где Y_{Vi} [мм], k_V , ω_k – соответственно ординаты диаграммы скоростей, масштаб диаграммы скоростей и угловая скорость кулачка.

3. Полученные отрезки откладываются от соответствующих точек B_i согласно правилу, указанному выше. Концы отрезков (точки D_0, \dots, D_{10}) соединяются плавной кривой.

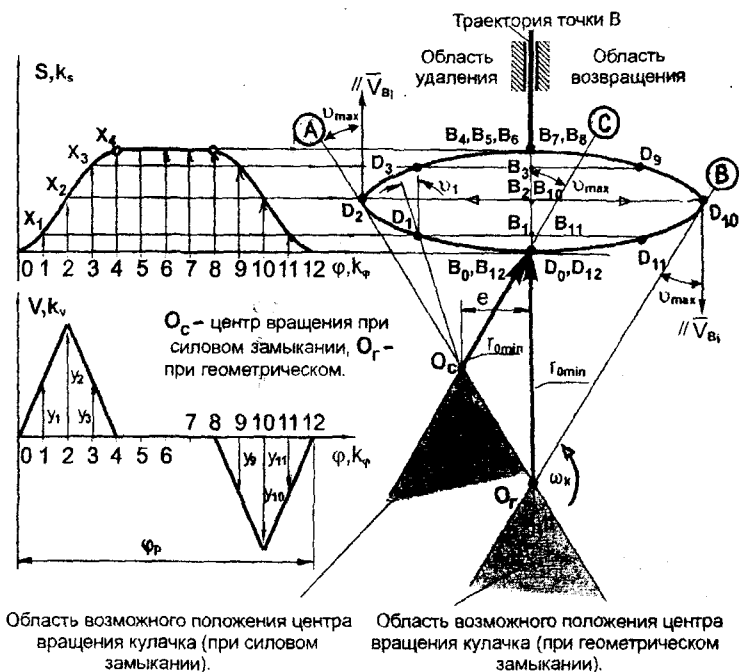


Рис. 1.3. Определение положения центра вращения и минимального радиуса кулачка

4. Строится зона возможного положения центра вращения кулачка. Особенности построения этой зоны зависят от вида замыкания высшей кинематической пары следующим образом.

При геометрическом замыкании зона расположена между прямыми A и B (ниже точки их пересечения), проходящими касательно к построенной кривой точек D_i и образующими угол ν_{\max} с направлением скорости толкателя \bar{V}_B (с вертикалью). При выборе центра кулачка в любой точке этой зоны прямая, соединяющая выбранный центр с любой из точек D_i будет параллельна нормали к профилю кулачка в соответствующем положении – это следует из теоремы о положении центра вращения кулачка. Очевидно, что любая из этих прямых образует с направлением скорости толкателя угол $\nu_i < \nu_{\max}$. Таким образом, при выборе центра кулачка в любой точке зоны возможного положения обеспечивается условие силовой работоспособности (1.19).

При силовом замыкании опасность заклинивания возникает только на участке удаления толкателя, т.к. возвращение толкателя осуществляется предварительно сжатой пружиной и при любом угле давления заклинивания не произойдет. Поэтому зона возможного положения расположена

между прямыми A и C , последняя проходит через точку B_0 и образует угол $\nu_{\text{нак}}$ с направлением скорости толкателя.

5. Выбирается конкретное положение центра кулачка и определяются основные размеры механизма. Для обеспечения силовой работоспособности и минимальных габаритов центр кулачка **целесообразно выбирать в точке пересечения прямых**, ограничивающих зону возможного положения (O_T – при геометрическом замыкании, O_c – при силовом замыкании). Минимальный радиус кулачка при этом определяется как расстояние от выбранного центра до точки B_0 :

$$r_0 = (O_i B_0) k_S; \quad (1.22)$$

где O_i есть точка O_T – при геометрическом замыкании и O_c – при силовом замыкании; $O_i B_0$ [мм] – чертежный размер. Экцентриситет определяется как расстояние от выбранного центра кулачка до оси толкателя O_T :

$$e = e_i k_S, \quad (1.23)$$

где e_i есть чертежный размер e_T [мм] при геометрическом замыкании и e_c [мм] – при силовом замыкании.

6. Проведенные построения позволяют определить угол давления ν_i в любом положении i механизма. Для этого следует провести прямую через выбранный центр кулачка и точку D_i соответствующего положения. Согласно теореме о положении центра вращения кулачка эта прямая параллельна нормали, тогда угол между этой прямой и направлением скорости толкателя (осью толкателя O_T) и будет искомым углом давления ν_i . Описанные построения приведены на рис. 1.3 (для положения 1 в механизме с силовым замыканием).

1.3.2. Механизмы с качающимся толкателем

Для определения основных размеров этих механизмов должны быть известны:

а) диаграмма углов поворота толкателя $\gamma = \gamma(\varphi)$, которая также может рассматриваться как диаграмма перемещений центра ролика $S_B = S(\varphi)$ (рис. 1.4, а);

б) диаграмма угловых скоростей толкателя $\omega = \omega(\varphi)$, которая также может рассматриваться как диаграмма скоростей центра ролика $V_B = V(\varphi)$ (рис. 1.4, б);

в) длина толкателя l_{BC} (обычно задается конструктивно);

б) направление и величина угловой скорости кулачка ω_k ;

в) максимально допустимый угол давления v_{\max} .

Необходимые построения приведены на рис. 1.4. Принято, что кулачок вращается *против* часовой стрелки. Ниже дан порядок решения задачи.

1. В масштабе k_S' строится толкатель в положении ближнего стояния $CB_0 = l_{BC} / k_S'$ (рис. 1.4) и от точки B_0 проводится дуга O_T радиусом CB_0 , по которой перемещается центр ролика B . На этой дуге с помощью диаграммы перемещений $\gamma = \gamma(\varphi)$, $S_B = S(\varphi)$ отмечаются точки B_i для каждого положения механизма. Построения можно проводить двумя способами:

а) от положения CB_0 откладываются углы поворота толкателя в каждом положении $\gamma_i = y_{Si} k_{\gamma, \text{град}} [\text{град}]$, где $y_{Si} [\text{мм}]$ – ординаты диаграммы перемещений, $k_{\gamma, \text{град}}$ – масштаб углов поворота толкателя в градусном их измерении, определяемый по выражению (1.14); пересечение сторон откладываемых углов с дугой O_T дает искомые точки B_i ;

б) на дуге O_T откладываются хорды

$$B_0 B_i = y_{Si} \frac{k_S}{k_S'}, \text{ мм}, \quad (1.24)$$

где k_S – масштаб диаграммы перемещений (1.18.); практика проектирования показывает, что в большинстве случаев данный способ предпочтительнее.

2. Определяются длины отрезков $B_i D_i$ по выражению (1.21). Полученные отрезки откладываются от соответствующих точек B_i на толкателе или его продолжении в соответствие с правилом построения отрезков $B_i D_i$ (см. п. 1.3). Точки D_i соединяются плавной кривой (рис. 1.4).

3. Строится зона возможного положения центра кулачка. Особенности построения этой зоны зависят от вида замыкания высшей кинематической пары, следующим образом (см. рис. 1.4).

При геометрическом замыкании зона располагается между прямыми A и B (ниже точки их пересечения), проходящими через концы максимальных отрезков BD и образующими угол v_{\max} с направлением скорости толкателя \vec{V}_{B2} в соответствующих положениях (перпендикулярах к толкателю). Обоснования для такого выбора те же, что и для механизмов с поступательным толкателем (п. 1.3.1).

При силовом замыкании угол давления необходимо ограничивать только на участке удаления. Поэтому зона располагается между прямой A и прямой C , проходящей через точку B_0 и образующей угол v_{\max} с направлением скорости толкателя \vec{V}_{B2} в этом положении (см. рис. 1.4).

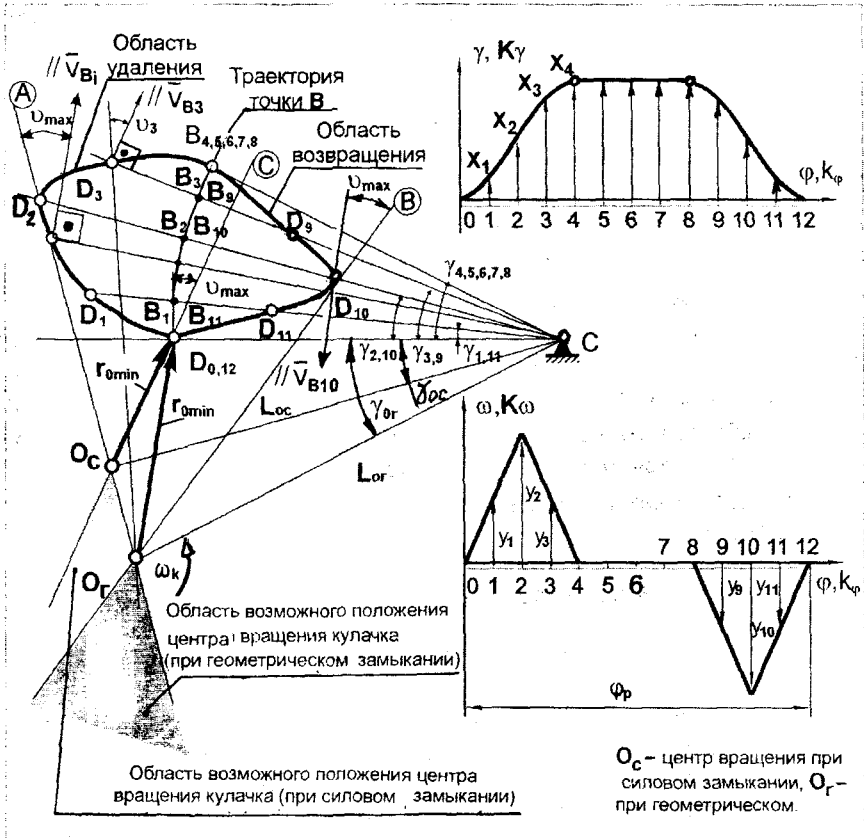


Рис. 1.4. Определение положения центра вращения и минимального радиуса кулачка

4. Выбирается конкретное положение центра кулачка и определяются основные размеры механизма. Прямые, ограничивающие зону возможного положения, проводятся касательно к кривой $B_i D_i$ – в этом случае силовая работоспособность и минимальные габариты обеспечиваются выбором центра кулачка в точке пересечения ограничивающих прямых. На рис. 1.4, в – эти центры обозначены O_c (при силовом замыкании) и O_r (при геометрическом замыкании). После этого определяют основные размеры механизма – минимальный радиус кулачка r_0 и расстояние между центром вращения кулачка и центром качания толкателя (межцентровое расстояние) l_{oc} :

$$r_0 = (O_i B_0)k_s'; \quad l_{OC} = (O_i C)k_s', \quad (1.25)$$

где O_i — точка O_r — при геометрическом замыкании и O_c — при силовом замыкании; $O_i B_0, O_i C$ [мм] — чертежные размеры.

5. Проведенные построения позволяют определить угол давления в любом положении механизма i ; это показано на рис. 1.4 для механизма с силовым замыканием (в положении 3). Из точки D_3 проводится направление скорости \vec{V}_{B3} (перпендикуляр к толкателю), а также прямая, соединяющая точку D_3 с центром кулачка O_c . Образованный при этом угол ν_3 , согласно теореме о положении центра вращения кулачка, и будет искомым углом давления. Такие построения необходимо проводить, если прямые, ограничивающие зону возможного положения, пересекают прямую, соединяющую точки D_i , поскольку при этом выполнение условия силовой работоспособности (1.19) сомнительно. Если в каком-либо положении получается $\nu_i > \nu_{\max}$, то необходимо выбрать новый центр кулачка, расположенный несколько ниже предыдущего, и вновь проверить углы давления.

1.4. Построение профиля кулачка

Исходными данными для построения профиля кулачка являются:

- диаграмма линейных S или угловых γ перемещений толкателя;
- основные размеры механизма.

Построение профиля кулачка следует выполнять с учетом дальнейшей разработки его рабочего чертежа. Поэтому масштаб построения профиля k_{Sk} должен соответствовать одному из машиностроительных масштабов, установленных стандартом. В табл. 1.1 приведены значения масштабов, применяемых в машиностроительном черчении, и соответствующие им линейные масштабы построений k_{Sk} :

Таблица 1.1

Масштабы построений

| M | 1:10 | 1:5 | 1:2 | 1:1 | 2:1 | 5:1 | 10:1 |
|------------------------|------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|
| $k_{Sk}, \text{ м/мм}$ | 0,01 | 0,005 | 0,002 | 0,001 | 0,0005 | 0,0002 | 0,0001 |

Масштаб k_S диаграммы перемещений толкателя и масштаб k_S' , используемый при определении основных размеров механизма, в большинстве случаев не совпадают со значениями табл. 1.1. Если на диаграмме перемещение S_i [м] изображается ординатой y_{Si} [мм], то при построении профиля кулачка в масштабе k_{Sk} это перемещение должно изображаться отрезком

$$y_{Sik} = \frac{k_S}{k_{Sk}} y_{Si}, \text{ мм.} \quad (1.26)$$

Аналогично, если основные размеры механизма определялись в масштабе k_S' и некоторая линейная величина l_i [м] в этих построениях изображена отрезком x_i [мм], то эта величина при построении профиля кулачка должна изображаться отрезком

$$x_{ix} = \frac{k_S'}{k_{Sk}} x_i, \text{ мм.} \quad (1.27)$$

При построении профиля кулачка используется **метод инверсии (обращения движения)**: всему механизму вместе со стойкой мысленно задается вращение вокруг центра кулачка с угловой скоростью, равной и противоположно направленной угловой скорости кулачка. В результате кулачок останавливается, а толкатель вращается с угловой скоростью $(-\omega_k)$.

Для точности построений требуется поворотный рабочий угол кулачка φ_p разбивать на участки $\Delta\varphi = 10^\circ$. В построениях, приводимых ниже, шаг угла $\Delta\varphi$ принят больше указанного лишь с целью наглядности рисунков.

Все приведенные ниже построения профиля кулачка сделаны для общей диаграммы перемещений, изображенной на рис. 1.5.

Для механизмов с поступательно движущимся толкателем ось ординат есть его перемещение S относительно положения ближнего стояния. Для механизмов с качающимся толкателем ось ординат может рассматриваться как ось углов поворота толкателя γ относительно положения

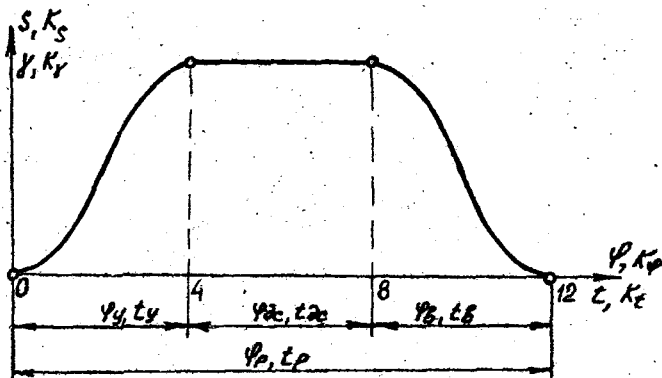


Рис. 1.5. Диаграмма перемещений толкателя

ближнего стояния или как ось перемещений центра ролика S_B , измеренных по дуге окружности с радиусом, равным длине толкателя.

Для построения действительного профиля кулачка необходимо знать радиус ролика r_p . В большинстве случаев приемлемым оказывается радиус ролика, отвечающий соотношению:

$$r_p = 0,2r_0. \quad (1.28)$$

1.4.1. Механизмы с поступательным толкателем

Основными размерами данных механизмов, используемых при построении профиля кулачка, являются минимальный радиус кулачка r_0 и эксцентриситет e . Перед построением эти размеры необходимо привести к масштабу построения профиля кулачка k_{Sk} по выражению (1.27). Построение профиля кулачка приведено на рис. 1.6.

Рекомендуемая последовательность построения профиля кулачка:

1. Из центра в точке O проводятся две окружности радиусами r_0 и e . На окружности радиуса r_0 выбирается точка B_0 , соответствующая положению O на диаграмме перемещений (точка перехода профиля ближнего стояния в профиль удаления). Касательно к окружности радиуса e проводится ось толкателя O , соответствующая этому положению (точка касания C_0).

2. В сторону $-\omega_k$ откладывается $\angle C_0OC_{12} = \varphi_p$, который делится на несколько равных частей в соответствии с диаграммой перемещений; в результате получаются точки C_1, C_2, \dots, C_{12} .

3. Из точек C_1, \dots, C_{12} касательно к окружности радиуса e проводятся прямые $1, \dots, 12$ (перпендикуляры к соответствующим радиусам), являющиеся мгновенными положениями оси толкателя в обратном движении. Отмечаются точки пересечения этих прямых с окружностью радиуса r_0 — точки B_1, \dots, B_{12} .

4. По выражению (1.26) рассчитываются перемещения толкателя y_{Sik} в масштабе построения профиля кулачка k_{Sk} .

5. От точек B_0, \dots, B_{12} на соответствующих положениях оси толкателя $0, \dots, 12$ откладываются отрезки, равные перемещениям толкателя в соответствующих положениях

$$B_i B'_i = y_{Sik} \quad (i = 1, \dots, 12).$$

Точки B'_0, \dots, B'_{12} соединяются кривой, являющейся теоретическим профилем кулачка T на рабочем его участке. На участке ближнего стояния теоретический профиль очерчен дугой окружности радиуса r_0 .

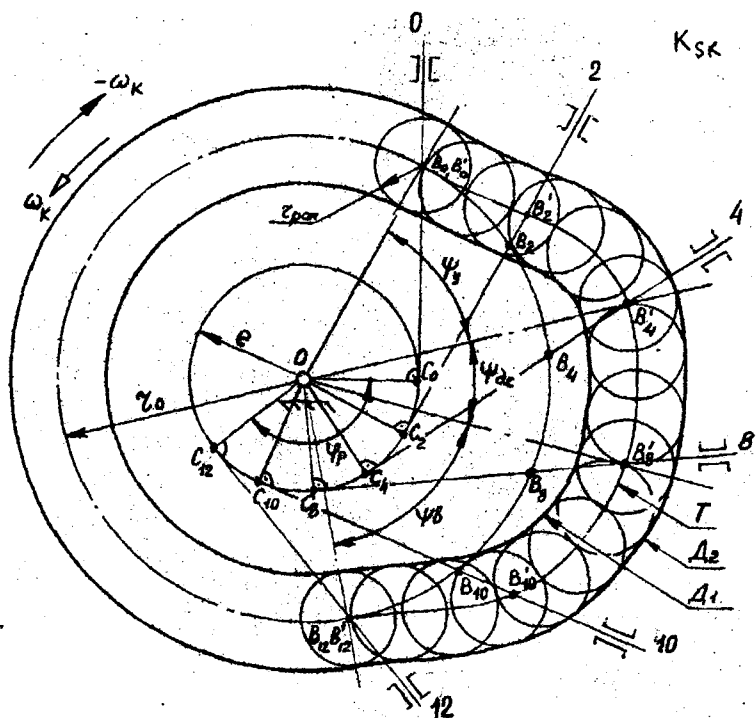


Рис. 1.6. Построение профиля кулачка

6. Отмечаются профильные углы:

$$\psi_y = \angle B_0 O B_4'; \quad \psi_{oc} = \angle B_4' O B_8'; \quad \psi_8 = \angle B_8' O B_{12}'$$

7. Определяется радиус ролика r_p по выражению (1.28). Проводится множество окружностей радиусом r_p с центрами на теоретическом профиле. При силовом замыкании действительным профилем кулачка является внутренняя огибающая этих окружностей D_1 , при геометрическом замыкании – две огибающие D_1 и D_2 , формирующие конфигурацию паза кулачка.

1.4.2. Механизмы с качающимся толкателем

Основными размерами этих механизмов, необходимыми для построения профиля кулачка, являются минимальный радиус кулачка r_0 , межцентровое расстояние l_{oc} и длина толкателя l_{bc} . Перед построением эти размеры необходимо привести к масштабу построения k_{Sk} по выражению (1.27). Построение профиля кулачка приведено на рис. 1.7.

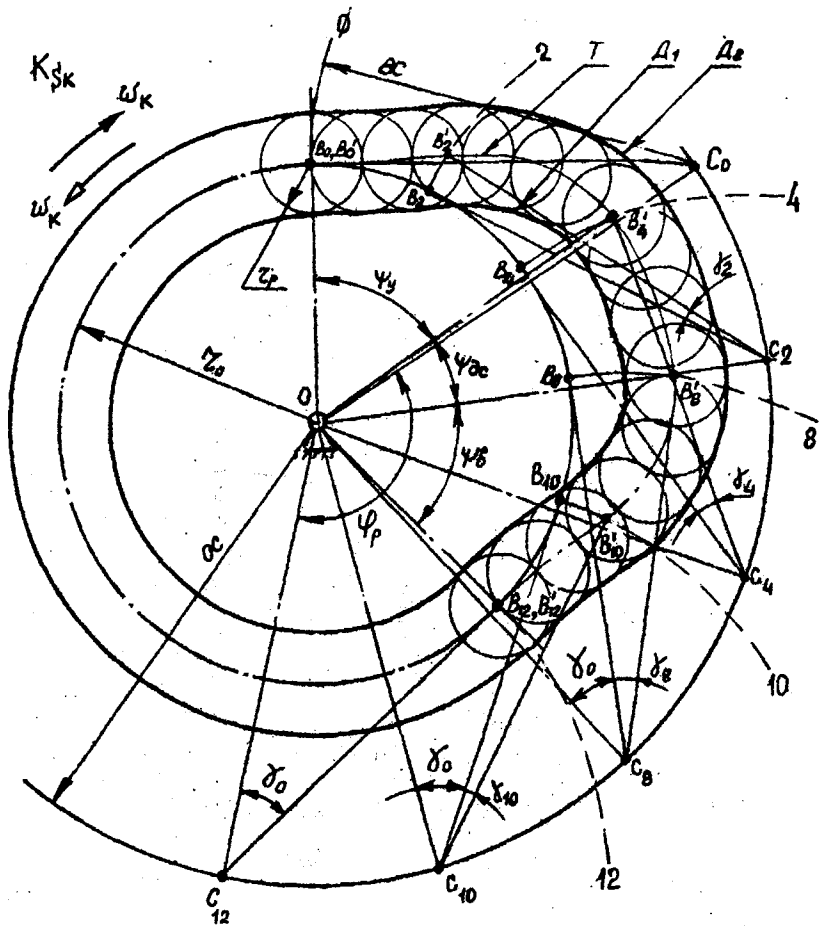


Рис. 1.7. Построение профиля кулачка

Рекомендуемая последовательность построения профиля кулачка:

1. Из центра в точке O проводятся две окружности радиусами r_0 и OC . На окружности радиуса OC выбирается точка C_0 , соответствующая положению O на диаграмме перемещений.

2. В сторону $-\omega_k$ откладывается $\angle C_0OC_{12} = \varphi_p$, который делится на несколько равных частей в соответствии с диаграммой перемещений, в результате получаются точки C_1, C_2, \dots, C_{12} . Точки C_0, \dots, C_{12} являются мгновенными положениями центра качания толкателя в обращенном движении.

3. Из центров в точках C_0, \dots, C_{12} проводятся дуги $0, \dots, 12$ радиусом BC и отмечаются точки их пересечения с окружностью радиусом r_0 – точки B_0, \dots, B_{12} . Точки B_i и C_i соединяются прямыми, являющимися исходными положениями толкателя в обратном движении.

4. Действительные положения толкателя в обратном движении можно построить двумя способами:

а) в каждом положении откладываются углы $\angle B_i C_i B_i' = \gamma_i$, где $\gamma_i = \gamma_{Si} k_{\gamma, \text{град}}$ – углы поворота толкателя, определяемые по диаграмме перемещений;

б) по выражению (1.26) определяются перемещения центра ролика в масштабе построения профиля кулачка k_{Sk} ; затем на дугах $0, \dots, 12$ откладываются хорды, равные перемещению толкателя в данном положении:

$$B_i B_i' = \gamma_{Sik} \quad (i = 0, \dots, 12).$$

5. Точки B_0', \dots, B_{12}' соединяются кривой, являющейся теоретическим профилем кулачка на рабочем участке. На участке ближнего стояния теоретически профиль очерчивается по дуге окружности радиусом r_0 .

6. Отмечаются профильные углы:

$$\psi_y = \angle B_0 O B_4'; \quad \psi_{oc} = \angle B_4' O B_8'; \quad \psi_6 = \angle B_8' O B_{12}'.$$

7. Определяется радиус ролика и строится действительный профиль кулачка. Данный этап выполняется аналогично механизму с поступательным толкателем (п. 1.4.1, этап 7).

1.5. Задания на 3-й лист курсового проекта

В приводимой ниже табл. 1.2 приняты следующие обозначения:

$N_{\text{в}} \text{ вар.}$ – номер варианта (задается преподавателем);

$N_{\text{сх}}$ – номер схемы кулачкового механизма (см. ниже);

l_{BC} [м] – длина толкателя для схем 3 и 4;

ν_{max} [град.] – максимально допустимый угол давления;

n_k [об/мин] – частота вращения кулачка; при $n_k < 0$ – кулачок вращается по часовой стрелке; при $n_k > 0$ вращается против часовой стрелки.

S_{max} [м], γ_{max} [град.] – соответственно максимальное перемещение толкателя (для схем 1 и 2) или максимальный угол поворота толкателя (для схем 3 и 4);

$N_{\text{зак}}$ – номер закона ускорений толкателя (см. ниже);

$\varphi_y, \varphi_{дс}, \varphi_в$ [град.] – соответственно фазовые углы удаления, дальнего стояния и возвращения.

Таблица 1.2

Задания на курсовой проект

| № вар. | № сх. | l _{вс} | D _{max} | P _к | S _{max} | № зак. | Фазовые углы | | |
|--------|-------|-----------------|------------------|----------------|------------------|--------|------------------|----------------|-----------------|
| | | | | | | | γ _{max} | φ _у | φ _{дс} |
| 1 | 1 | — | 25 | 800 | 0,05 | 1 | 100 | 20 | 100 |
| 2 | 2 | — | 33 | 1000 | 0,047 | 2 | 60 | 30 | 100 |
| 3 | 3 | 0,06 | 45 | -1050 | 33 | 3 | 40 | 30 | 80 |
| 4 | 4 | 0,088 | 43 | 1100 | 27 | 4 | 80 | 90 | 40 |
| 5 | 1 | — | 30 | 850 | 0,052 | 2 | 60 | 50 | 80 |
| 6 | 2 | — | 26 | 1150 | 0,03 | 3 | 60 | 30 | 100 |
| 7 | 3 | 0,081 | 46 | 1200 | 26 | 4 | 40 | 30 | 80 |
| 8 | 4 | 0,1 | 40 | 1250 | 20 | 1 | 60 | 30 | 100 |
| 9 | 1 | — | 31 | 900 | 0,033 | 3 | 60 | 50 | 80 |
| 10 | 2 | — | 35 | 1300 | 0,022 | 4 | 80 | 100 | 40 |
| 11 | 3 | 0,11 | 45 | 1350 | 25 | 1 | 40 | 30 | 80 |
| 12 | 4 | 0,13 | 41 | 1400 | 30 | 2 | 60 | 30 | 100 |
| 13 | 1 | — | 25 | 950 | 0,031 | 4 | 40 | 70 | 80 |
| 14 | 2 | — | 32 | 1450 | 0,048 | 1 | 60 | 30 | 100 |
| 15 | 3 | 0,08 | 40 | 1500 | 28 | 2 | 60 | 50 | 80 |
| 16 | 4 | 0,05 | 42 | 1550 | 27 | 3 | 60 | 30 | 100 |
| 17 | 1 | — | 25 | -1000 | 0,034 | 4 | 80 | 10 | 120 |
| 18 | 2 | — | 29 | -1600 | 0,039 | 3 | 100 | 50 | 60 |
| 19 | 3 | 0,15 | 46 | 1620 | 25 | 2 | 40 | 30 | 80 |
| 20 | 4 | 0,09 | 40 | -1650 | 22 | 1 | 80 | 10 | 100 |
| 21 | 1 | — | 22 | -1050 | 0,034 | 4 | 80 | 30 | 100 |
| 22 | 2 | — | 28 | -1700 | 0,038 | 2 | 100 | 50 | 60 |
| 23 | 3 | 0,13 | 42 | -1750 | 24 | 1 | 60 | 50 | 80 |
| 24 | 4 | 0,076 | 43 | -1800 | 29 | 4 | 120 | 30 | 80 |
| 25 | 1 | — | 28 | -1100 | 0,035 | 2 | 80 | 30 | 100 |
| 26 | 2 | — | 29 | -1850 | 0,04 | 1 | 100 | 50 | 60 |
| 27 | 3 | 0,073 | 40 | -1900 | 26 | 4 | 80 | 10 | 120 |
| 28 | 4 | 0,093 | 43 | -2000 | 31 | 3 | 80 | 10 | 100 |
| 29 | 1 | — | 28 | -2100 | 0,042 | 1 | 160 | 50 | 80 |
| 30 | 2 | — | 29 | 1150 | 0,036 | 4 | 120 | 30 | 80 |
| 31 | 3 | 0,095 | 40 | 1900 | 23 | 3 | 60 | 50 | 80 |
| 32 | 4 | 0,08 | 41 | -1950 | 29 | 2 | 80 | 20 | 100 |
| 33 | 1 | — | 27 | 2050 | 0,044 | 1 | 80 | 30 | 100 |
| 34 | 2 | — | 35 | 1200 | 0,039 | 3 | 80 | 10 | 100 |
| 35 | 3 | 0,075 | 35 | 2000 | 22 | 2 | 80 | 20 | 120 |
| 36 | 4 | 0,066 | 42 | 1950 | 26 | 4 | 120 | 50 | 80 |
| 37 | 1 | — | 28 | 2100 | 0,044 | 4 | 80 | 50 | 120 |
| 38 | 2 | — | 20 | 2150 | 0,033 | 2 | 80 | 10 | 100 |
| 39 | 3 | 0,087 | 41 | 2200 | 31 | 3 | 100 | 30 | 80 |

| № вар. | № сх. | l _{вс} | v _{max} | n _к | S _{max} | № зак. | Фазовые углы | | |
|--------|-------|-----------------|------------------|----------------|------------------|--------|------------------|----------------|-----------------|
| | | | | | | | γ _{max} | φ _у | φ _{ас} |
| 40 | 4 | 0,12 | 43 | 2250 | 25 | 1 | 100 | 50 | 60 |
| 41 | 1 | — | 24 | -1000 | 0,031 | 1 | 80 | 40 | 80 |
| 42 | 2 | — | 31 | 1220 | 0,035 | 2 | 100 | 60 | 120 |
| 43 | 3 | 0,09 | 40 | 1500 | 22 | 3 | 120 | 0 | 80 |
| 44 | 4 | 0,087 | 45 | -1800 | 25 | 4 | 80 | 100 | 80 |
| 45 | 1 | — | 31 | 2100 | 0,04 | 1 | 60 | 40 | 100 |
| 46 | 2 | — | 32 | -1950 | 0,026 | 2 | 100 | 50 | 80 |
| 47 | 3 | 0,1 | 40 | 2150 | 30 | 3 | 160 | 20 | 100 |
| 48 | 4 | 0,08 | 45 | -1900 | 28 | 4 | 120 | 20 | 80 |
| 49 | 1 | — | 31 | 2300 | 0,038 | 4 | 120 | 10 | 160 |
| 50 | 2 | — | 26 | -2050 | 0,041 | 1 | 100 | 50 | 100 |
| 51 | 3 | 0,11 | 44 | -1800 | 25 | 2 | 100 | 20 | 100 |
| 52 | 4 | 0,09 | 40 | 1100 | 31 | 3 | 160 | 70 | 120 |
| 53 | 1 | — | 30 | -1200 | 0,02 | 4 | 80 | 100 | 120 |
| 54 | 2 | — | 25 | 2500 | 0,12 | 1 | 120 | 80 | 120 |
| 55 | 3 | 0,12 | 35 | -1300 | 20 | 2 | 60 | 100 | 100 |
| 56 | 4 | 0,3 | 42 | 700 | 29 | 3 | 100 | 30 | 120 |
| 57 | 1 | — | 25 | -800 | 0,08 | 4 | 80 | 50 | 120 |
| 58 | 2 | — | 35 | 1200 | 0,12 | 1 | 80 | 100 | 100 |
| 59 | 3 | 0,085 | 40 | 2500 | 20 | 2 | 60 | 0 | 120 |
| 60 | 4 | 0,1 | 45 | -1500 | 32 | 3 | 100 | 100 | 100 |
| 61 | 1 | — | 30 | 2000 | 0,13 | 4 | 120 | 50 | 80 |
| 62 | 2 | — | 25 | -1800 | 0,05 | 1 | 80 | 200 | 60 |
| 63 | 3 | 0,095 | 40 | 2000 | 30 | 2 | 80 | 50 | 120 |
| 64 | 4 | 0,2 | 45 | -2500 | 25 | 3 | 100 | 50 | 100 |
| 65 | 1 | — | 28 | 1000 | 0,25 | 1 | 80 | 50 | 120 |
| 66 | 2 | — | 32 | -1500 | 0,11 | 2 | 120 | 100 | 80 |
| 67 | 3 | 0,12 | 42 | 2200 | 32 | 3 | 80 | 100 | 120 |
| 68 | 4 | 0,05 | 40 | -1100 | 28 | 4 | 120 | 70 | 80 |

Схема № 1

Схема № 2

Схема № 3

Схема № 4

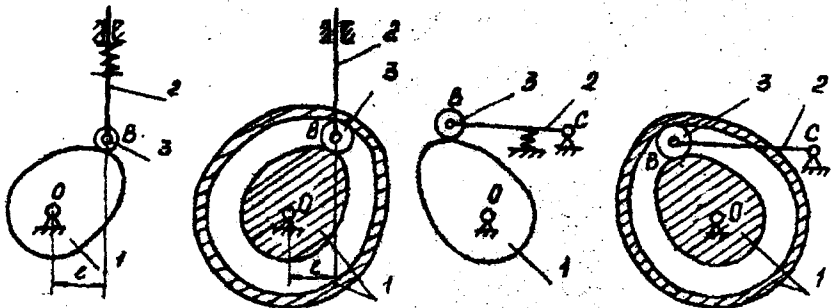
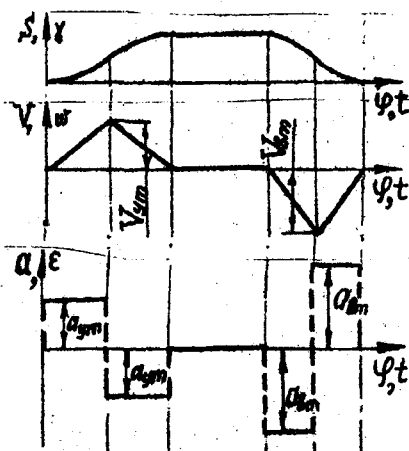
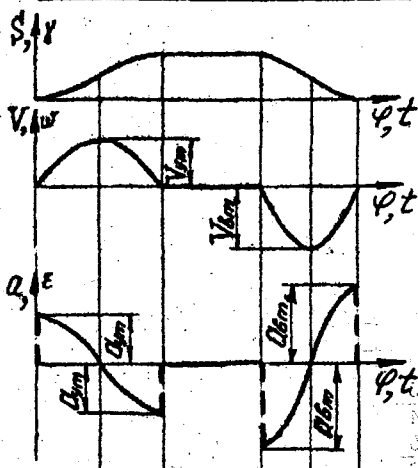


Рис. 1.8. Схемы проектируемых кулачковых механизмов

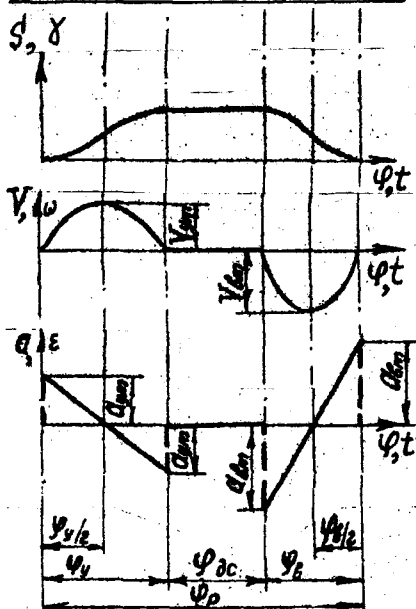
№1 – закон постоянного ускорения



№3 – косинусоидальный закон



№2 – закон линейного ускорения



№4 – синусоидальный закон

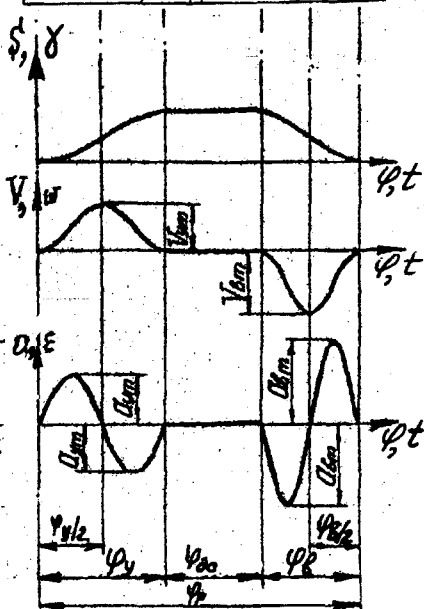


Рис. 1.9. Законы ускорений толкателя

1.6. Вопросы для самоподготовки и защиты 3-го листа курсового проекта

1. В чем преимущества и недостатки кулачковых механизмов и в каких областях техники их следует применять? Приведите примеры по своей специальности.
2. Основные виды замыкания в кулачковых механизмах.
3. Кинематические пары каких классов используются в кулачковых механизмах?
4. Какого класса кинематическая пара в точке контакта плоского кулачка с толкателем?
5. Для чего используются понятия: «теоретический» и «действительный» профили кулачка.
6. Можно ли с помощью кулачкового механизма реализовать закон движения толкателя без его остановок?
7. Дайте примеры законов движения толкателя, приводящих:
 - а) к мягким ударам;
 - б) к жестким ударам.
8. Возможен ли безударный закон движения толкателя (поясните на примерах)?
9. Укажите особенности работы кулачкового механизма с кулачком постоянного радиуса (в виде эксцентрично установленного на ведущем валу круглого диска).
10. Теорема о положении центра вращения кулачка и ее применение:
 - а) для определения области возможного положения центра вращения кулачка;
 - б) для определения текущего значения угла давления при выбранном положении центра вращения кулачка.
11. Какая взаимосвязь расположения отрезков B_iD_i (в области удаления и области возвращения толкателя) с направлением вращения кулачка?
12. Угол давления и условие силовой работоспособности кулачкового механизма – как его обеспечить еще на этапе проектирования?
13. Как изменяется угол давления в разных положениях кулачкового механизма:
 - а) с роликовым толкателем;
 - б) с плоским толкателем?
14. С какой целью кулачковый механизм выполняется с эксцентричным смещением толкателя «е»?
15. Как связан выбор направления смещения толкателя (эксцентриситет «е») с заданным направлением вращения кулачка?
16. Как изменится угол давления, если эксцентриситет «е» выполнить в другую сторону от линии движения толкателя?

17. Как определить область возможного положения центра вращения кулачка:
- при силовом замыкании;
 - при геометрическом замыкании?
18. Как определить минимально возможный радиус профиля кулачка:
- при силовом замыкании;
 - при геометрическом замыкании;
 - в механизме с эксцентриситетом ($e \neq 0$);
 - в механизме без эксцентриситета ($e = 0$)?
19. На каком методе основано построение профиля кулачка и какие при этом решаются задачи синтеза?
20. Как выбрать положение центра вращения кулачка в механизме:
- с поступательно движущимся толкателем;
 - в механизме с качающимся толкателем?
21. Как определить текущий угол давления в процессе поворота кулачка и в каких пределах он должен изменяться в механизмах:
- с силовым замыканием;
 - с геометрическим замыканием?
22. Что происходит в кулачковом механизме при увеличении угла давления?
23. При каких условиях наступает заклинивание механизма и почему?
24. Как нужно изменить параметры кулачкового механизма (размеры кулачка и эксцентриситет) для уменьшения угла давления?
25. Как влияет эксцентриситет на величину угла давления в кулачковых механизмах:
- с силовым замыканием;
 - с геометрическим замыканием?
26. Какие из углов поворота кулачка не совпадают с профильными углами при $e \neq 0$ и почему?
27. Будет ли работать данный кулачковый механизм, если изменить направление вращения кулачка?
28. Как повлияет изменение направления вращения кулачка:
- на законы движения толкателя?
 - на его силовую работоспособность?
29. Будет ли работать кулачковый механизм, если при выбранных центре вращения и размерах кулачка:
- вместо силового замыкания сделать геометрическое;
 - вместо геометрического замыкания сделать силовое?
30. Можно ли уменьшить или увеличить размеры кулачка и как это отразится на его кинематической и силовой работоспособности?

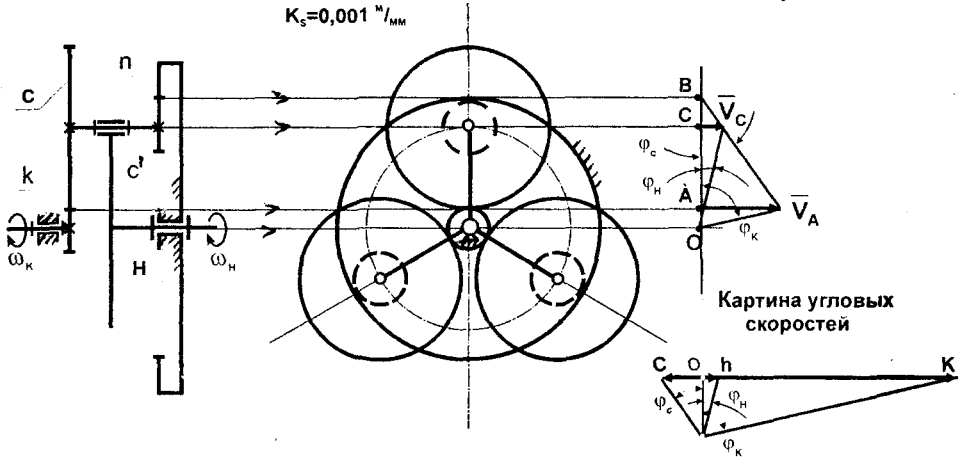
СИНТЕЗ И АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА

Схема планетарного механизма

$$K_S = 0,001 \text{ мм}^3$$

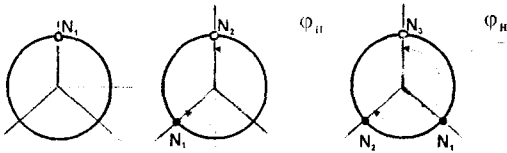
Картина линейных скоростей

Картина угловых скоростей



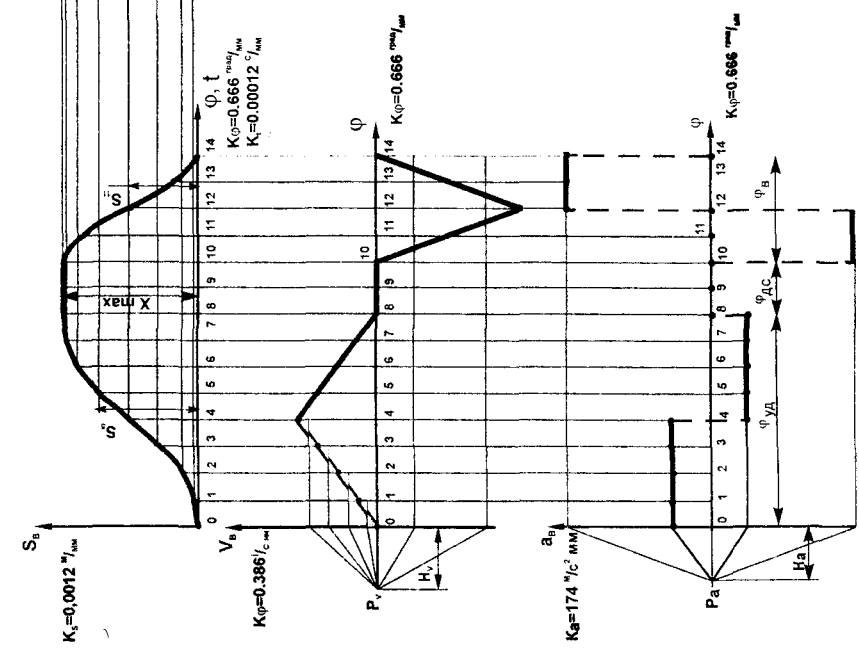
Порядок сборки планетарного механизма

$$K = 3 ; c = 2 ; 2\beta = 360^\circ / 3 = 120^\circ ; \varphi_{H1} = c(2\beta) = 240^\circ$$

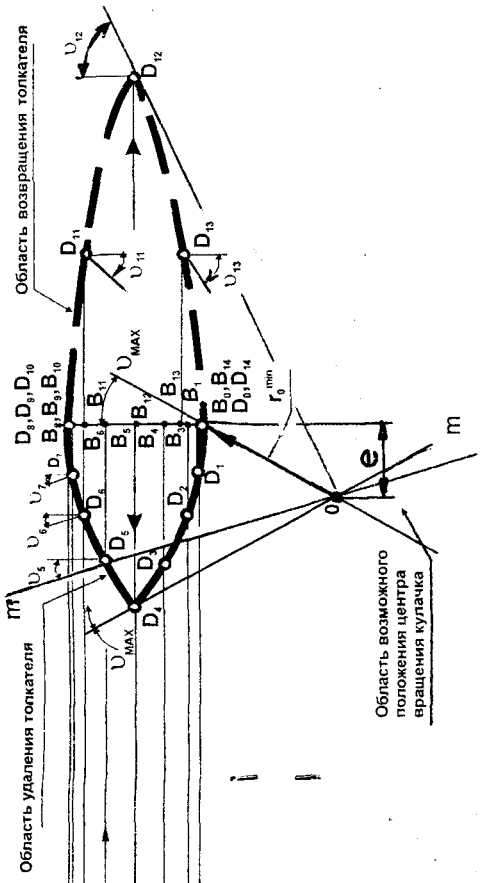


| | | | | | | | | | |
|-----------|----------|----------|-------|------|--|----------------------------------|-------------|-------|---------|
| | | | | | | AT-243.03.08.00.00.T4 | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Табл. | Стр. | | Синтез и анализ зубчатых передач | Лист | Масса | Масштаб |
| Разработ. | Утвердил | И.И. | | | | | K | | |
| Провер. | Специал. | | | | | | Лист 1 из 1 | | |
| Н.контр. | | | | | | | ЮрГУ | | |
| Уполн. | | | | | | | Кафедра ОПМ | | |

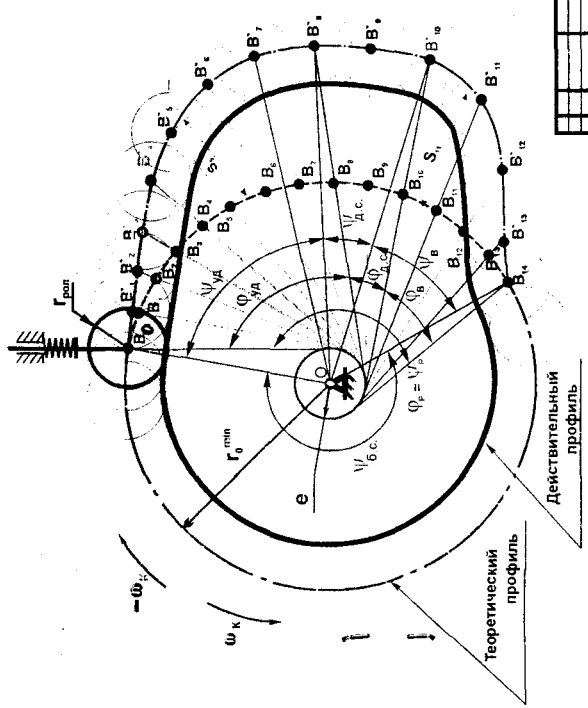
ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ



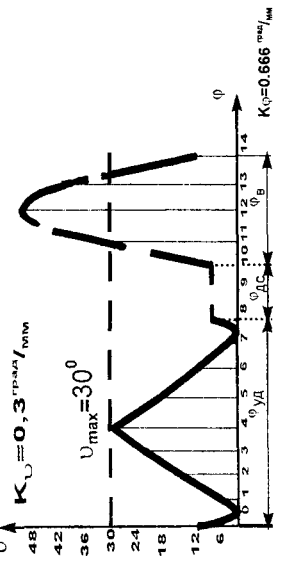
ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНОГО РАДИУСА КУЛАЧКА (Обеспечение силовой работоспособности)



СИНТЕЗ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА (Обеспечение кинематической работоспособности)

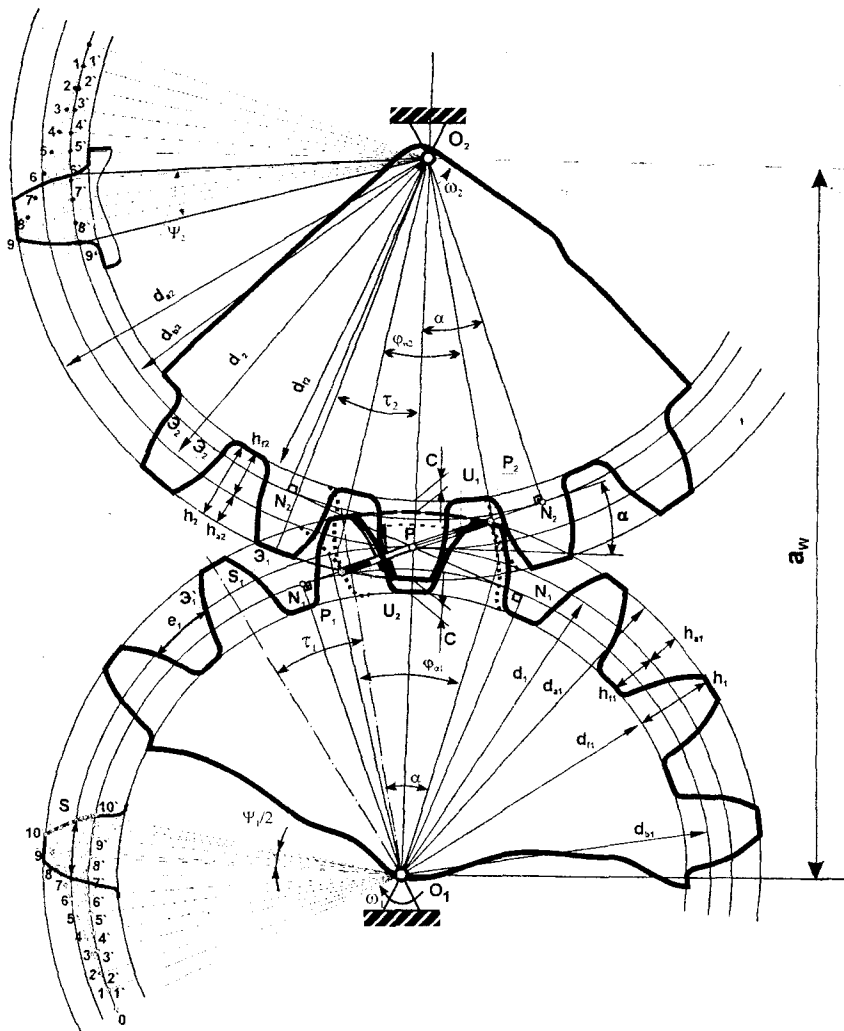


ЗАВИСИМОСТЬ УГЛА ДАВЛЕНИЯ ОТ ПОЛОЖЕНИЯ КУЛАЧКА



| | |
|------------------------------|--------------|
| АТ-243.03.08.00.00.74 | |
| Синтез кулачкового механизма | ЮУрГУ |
| Кафедра | Кафедра СГПМ |

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ



2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

2.1. Основные положения

Рассматриваемые зубчатые механизмы предназначены для передачи непрерывного вращательного движения от ведущего вала к ведомому при помощи зубчатых колес, зубья которых образуют в точке контакта высшую кинематическую пару.

В данном курсовом проекте по ТММ на 4-м листе выполняется проектирование двух зубчатых механизмов, осуществляющих в машинном агрегате передачу вращения от двигателя к шарнирно-рычажному механизму и от двигателя к кулачковому механизму (см. рис. 1.1 в части 1 пособия [14]).

Основной кинематической характеристикой любой зубчатой передачи является передаточное отношение i_{1n} , равное отношению угловой скорости ведущего вала ω_1 к угловой скорости ведомого вала ω_n . Знак «плюс» передаточного отношения указывает, что ведомый и ведущий вал вращаются в одну сторону; а знак «минус» – что они вращаются в разные стороны.

Зубчатые передачи классифицируют следующим образом.

1. По расположению зубчатых колес – на плоские и пространственные.

2. По расположению линии зуба относительно оси колеса – прямозубые и косозубые.

3. По величине передаточного отношения – редукторы ($|i_{1n}| > 1$, то есть $\omega_n < \omega_1$) и мультипликаторы ($|i_{1n}| < 1$, то есть $\omega_n > \omega_1$).

4. По знаку передаточного отношения:

а) внешнее зацепление зубьев (когда оба зацепляющихся колеса выполнены с внешними зубьями и поэтому $i_{12} < 0$);

б) внутреннее зацепление зубьев (когда одно колесо – с внутренними зубьями, а другое – с внешними зубьями и поэтому $i_{12} > 0$).

5. По числу установленных в передаче зубчатых колес:

а) простые зубчатые механизмы – содержат только два зубчатых колеса (их недостатком является ограниченный диапазон реализуемых передаточных отношений $|i_{12}| < 5$);

б) сложные зубчатые механизмы – содержат три и более зубчатых колес (применяются для увеличения диапазона передаточных отношений и снижения габаритов зубчатой передачи).

6. По изменению положения осей зубчатых колес в процессе работы зубчатого механизма:

а) сложные зубчатые механизмы с неподвижными осями вращения колес;

б) сложные зубчатые механизмы с подвижными осями вращения колес в виде планетарных передач (их признаки – наличие неподвижного центрального зубчатого колеса и $W = 1$) и дифференциальных передач ($W \geq 2$).

Для построения профиля зуба колеса используется кривая в виде эвольвенты – очерчивается любой точкой прямой при ее перекачивании без проскальзывания по окружности (прямая называется производящей, а окружность – основной).

Эвольвентная зубчатая передача на основе круглых колес обладает двумя положительными свойствами:

1. Обеспечивает постоянство передаточного отношения в процессе поворота колес (доказывается с помощью основной теоремы зацепления).

2. Величина передаточного отношения не изменяется при изменении межосевого расстояния.

Эвольвентное зубчатое колесо характеризуется 4-мя концентрическими окружностями:

- 1) окружность впадин зубьев (d_f);
- 2) основная окружность (d_b);
- 3) делительная окружность (d);
- 4) окружность вершин зубьев (d_a).

Делительная окружность делит полную высоту зуба (h) на делительную головку зуба (h_a) и делительную ножку зуба (h_f). На делительной окружности колеса определяется делительный окружной шаг (p), который состоит из толщины зуба (S) и ширины впадины (e). Каждому окружному шагу p соответствует угловой шаг τ . Отношение

$\frac{p}{\pi} = m$ [мм] называется расчетным модулем зубчатого колеса.

Основными расчетными параметрами любого зубчатого колеса являются число зубьев (z) и модуль (m). Каждая точка эвольвентного профиля зуба характеризуется углом профиля зуба (α_y), значение которого на делительной окружности является стандартным и равным $\alpha_y = \alpha = 20^\circ$.

Основным способом нарезания эвольвентных зубьев является способ обкатки, при котором в зависимости от смещения инструмента относительно делительной окружности нарезаемого колеса можно нарезать (смещение задается в долях модуля x) через коэффициент смещения x):

- а) нулевые зубчатые колеса ($x = 0, S = e$);
- б) положительные зубчатые колеса ($x > 0, S > e$);

в) отрицательные зубчатые колеса ($x < 0, S < e$).

При малом числе зубьев ($z < z_{\min} = 17$) нарезание зубчатого колеса, как положительного, позволяет исключить подрез ножки зуба и повысить его прочность (однако величина положительного смещения инструмента ограничена возникновением заострения вершины зуба при $S_a < 0,2m$).

Эвольвентное зубчатое зацепление характеризуется:

1. *Линией зацепления* – представляет собой геометрическое место точек касания сопряженных профилей зубьев в виде общей касательной к основным окружностям. Различают теоретическую линию зацепления (N_1N_2) и активную линию зацепления (P_1P_2). Внутри активной линии зацепления дополнительно выделяют зону однопарного зацепления (U_1U_2) и зоны двупарного зацепления (P_1U_2 и P_2U_1).

2. *Полюс зацепления* (P_w) – точка пересечения линии зацепления с межосевой линией O_1O_2 .

3. *Угол зацепления* (α_w) – острый угол между линией зацепления и перпендикуляром к межосевой линии O_1O_2 .

4. *Начальные окружности* (d_w) – проходят через полюс зацепления (для передачи, составленной из нулевых зубчатых колес $d_w = d$).

5. *Угол торцевого перекрытия* (φ_α) – показывает поворот данного зубчатого колеса от положения входа его зуба в зацепление до положения выхода этого же зуба из зацепления.

Основными качественными показателями работы проектируемой зубчатой передачи являются:

1. *Угол торцевого перекрытия* (ε_α) – рассчитывается, как отношение φ_α к τ и характеризует плавность и бесшумность работы (рекомендуется повышать $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$).

2. *Коэффициент удельного скольжения профилей зубьев в точке их контакта* – характеризует интенсивность изнашивания каждого их взаимодействующих зубьев (рекомендуется снижать этот коэффициент).

3. *Коэффициент удельного давления* – характеризует зависимость величины контактных напряжений, возникающих в местах соприкосновения зубьев, от радиусов кривизны их эвольвентных профилей (рекомендуется снижать этот коэффициент).

4. *Коэффициент формы зуба* – характеризует изгибную прочность зуба (рекомендуется увеличивать этот коэффициент).

2.1.1. Расчет основных геометрических параметров, построение профилей зубьев и эвольвентного зацепления

В курсовом проекте *исходными данными* для расчета и проектирования простого зубчатого механизма являются числа зубьев колес z_1 и z_2 (пример их расчета по вариантам дан в п. 2.3), а также одинаковые для всех вариантов: модуль $m = 20$ мм; угол профиля $\alpha = 20^\circ$; коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$.

Этапы проектирования (конкретный пример геометрического синтеза цилиндрической прямозубой передачи внешнего зацепления дан в п. 2.3 и на типовом образце 4-го листа – дан на вклейке в пособие):

1. Для каждого колеса рассчитываются диаметры делительной и основной окружностей; а также диаметры вершин и впадин зубьев, размеры зубьев, делительный окружной шаг, межосевое расстояние и радиальный зазор.

2. Для каждого колеса выполняется построение эвольвентного профиля зуба – путем проведения касательных прямых к точкам, равномерно расположенным на основной окружности с шагом 8 ... 10 мм (см. рис. 2.1 и типовой образец 4-го листа). Эвольвентный профиль зуба соединяется с окружностью впадин зубьев переходной кривой, имеющей радиус $0,38 m$.

3. На делительной окружности откладывается толщина зуба и симметрично построенному правому профилю зуба строится левый профиль зуба, после чего вырезается шаблон с зубом каждого колеса.

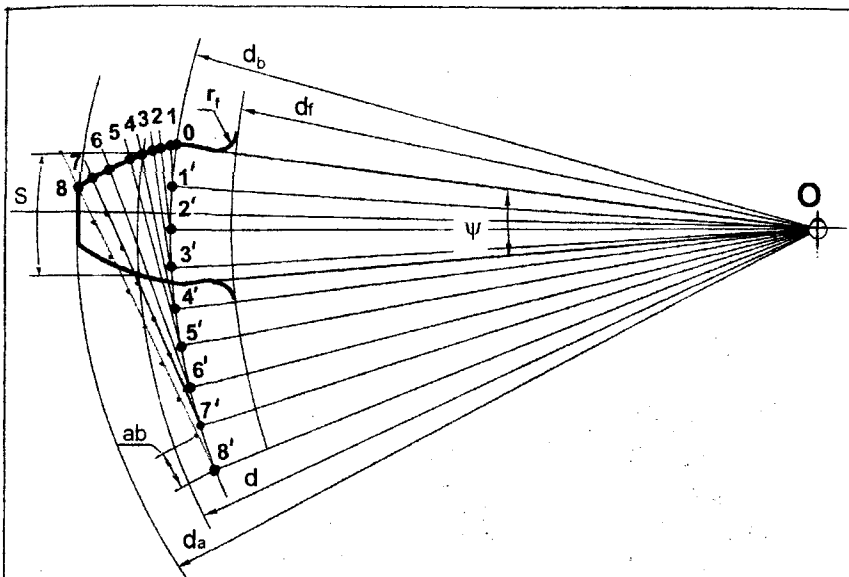
4. Из центров колес O_1 и O_2 проводятся окружности: делительная, основная, впадин зубьев, вершин зубьев и с помощью шаблонов зубьев строится эвольвентное зацепление (см. рис. 2.2).

5. Касательно к обеим основным окружностям строится теоретическая линия зацепления N_1N_2 .

6. Находятся точки пересечения окружностей вершин зубьев колес 1 и 2 с линией N_1N_2 и выделяется активная линия зацепления P_1P_2 и соответствующие ей активные участки сопряженных профилей зубьев (на рис. 2.2 и образце 4-го листа на вклейке – показаны двойной линией).

7. На активной линии зацепления от точек P_1 и P_2 (см. рис. 2.3) откладывается основной окружной шаг $p_b = p \cdot \cos \alpha$ и выделяются зоны однопарного зацепления (U_1, U_2) и двупарного зацепления (P_1U_2 и P_2U_1).

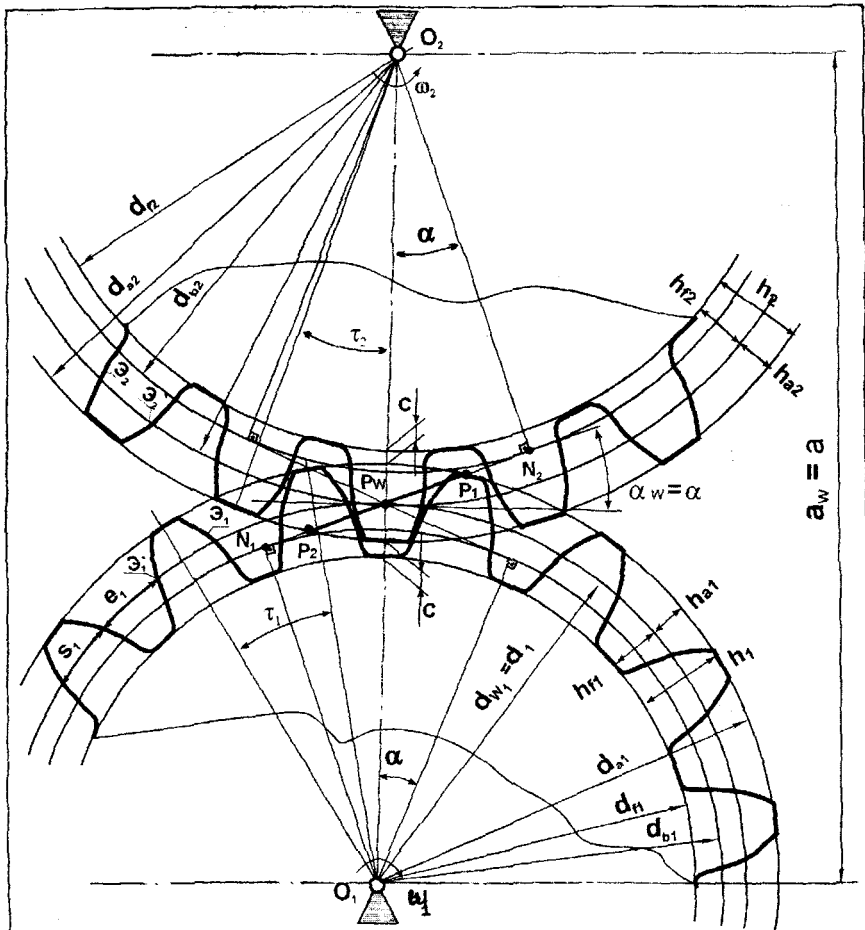
8. Строится и измеряется на чертеже угол торцевого перекрытия ($\varphi_{\alpha 1}, \varphi_{\alpha 2}$) и рассчитывается коэффициент торцевого перекрытия, по величине которого делается вывод о плавности и бесшумности работы спроектированной зубчатой передачи.



Последовательность построения профиля зуба:

1. На основной окружности произвольно выбираем исходную нулевую точку построения эвольвенты 0.
2. Постоянным "раствором" измерителя ab (равным 8...10 мм) на основной окружности откладываем равные отрезки, получаем точки $1', 2', 3', \dots, n'$.
3. Через полученные точки проводим касательные к основной окружности, по которым откладываем отрезки ab , число которых при каждом построении равно номеру точки. Построение повторяем до пересечения касательной (с отложенными на ней отрезками ab) с окружностью вершин.
4. Соединив полученные точки 1, 2, 3, ..., n, получаем эвольвенту.
5. По делительной окружности откладываем (допустимо по хорде) половину толщины зуба $S/2$ и проводим ось зуба.
6. Симметрично оси зуба строим его левый профиль.
7. Исходные точки эвольвенты 0 соединяем с центром колеса.
8. Прямолинейные участки профиля сопрягаем с окружностью впадин радиусами $r_f = 0.38m$.

Рис. 2.1. Построение профиля зуба эвольвентного колеса



- N_1N_2, P_1P_2 – предельная и активная линии зацепления;
 P_w, α_w полюс и угол зацепления (угол давления);
 d_w, d_w2 – диаметры начальных окружностей колес;
 d_1, d_2 – диаметры делительных окружностей;
 $e_1, e_2; s_1; s_2$ – ширина впадин и толщина зубьев колес по делительным окружностям;
 $h; h_{a2}; h_{a1}; h_{a2}; h_{a1}$ – высота зуба, высота делительной головки и ножки зуба.
 $C = c^*m$ – радиальный зазор

Рис. 2.2. Построение эвольвентной зубчатой передачи

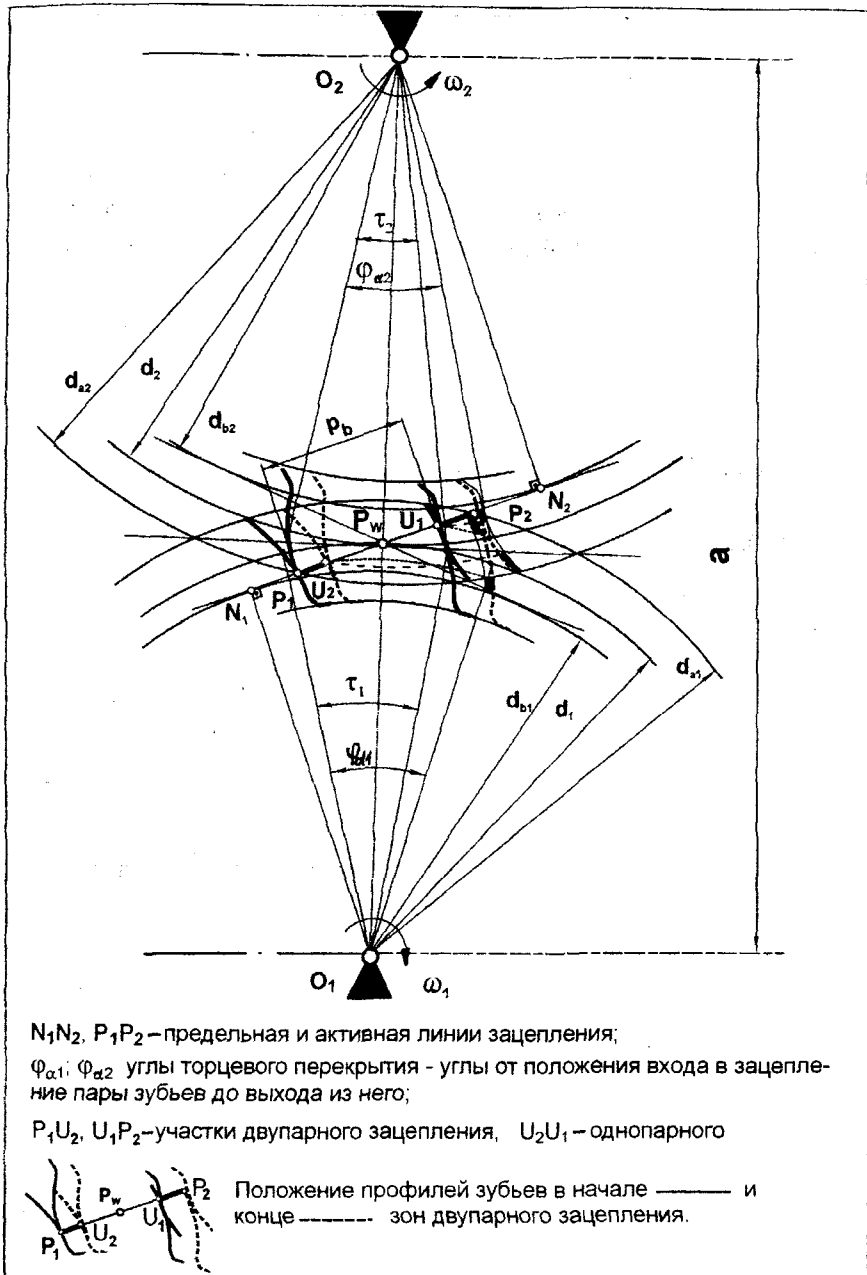


Рис. 2.3. Определение углов торцевого перекрытия и зон однопарного и двухпарного зацепления

2.1.2. Кинематический анализ планетарных механизмов

Кинематический анализ заключается в определении передаточного отношения конкретного планетарного механизма с известными числами зубьев колес.

Передаточное отношение планетарных механизмов обозначается тремя индексами (например, $i_{\text{пл}}^n = i_{\text{кн}}^n$), где вверху указывается индекс неподвижного звена, а внизу указывается сначала индекс ведущего звена и затем – индекс ведомого звена, то есть:

$$i_{\text{кн}}^n = \frac{\omega_{\text{к}}}{\omega_{\text{н}}}; \quad i_{\text{нк}}^n = \frac{\omega_{\text{н}}}{\omega_{\text{к}}}.$$

Звенья планетарного механизма обозначаются так: к – подвижное центральное зубчатое колесо; н – неподвижное центральное зубчатое колесо; с – сателлит; н – водило.

Передаточное отношение планетарных механизмов определяется двумя способами:

1. *Аналитический способ* – расчет выполняется по следующим формулам в зависимости от того, какое звено является ведущим (а – число внешних зацеплений):

а) ведущее колесо к (соответственно ведомым будет водило н)

$$i_{\text{кн}}^n = \frac{\omega_{\text{к}}}{\omega_{\text{н}}} = 1 - (-1)^a \cdot \frac{z_{\text{с}} \cdot z_{\text{н}}}{z_{\text{к}} \cdot z_{\text{с}}'} \quad (2.1)$$

б) ведущее водило н (соответственно ведомым будет колесо к)

$$i_{\text{нк}}^n = \frac{\omega_{\text{н}}}{\omega_{\text{к}}} = \frac{1}{1 - (-1)^a \cdot \frac{z_{\text{с}} \cdot z_{\text{н}}}{z_{\text{к}} \cdot z_{\text{с}}'}} \quad (2.2)$$

Примечание. Для кинематического анализа однорядного планетарного механизма следует в формулы (2.1) и (2.2) подставлять $z_{\text{с}} = z_{\text{с}}'$.

2. *Графоаналитический способ* – заключается в построении для каждого подвижного звена планетарного механизма линии распределения скоростей и определении тангенса угла ее наклона к вертикали.

Последовательность построений графоаналитическим способом (см. типовой образец 4-го листа):

а) в произвольном масштабе строится вектор скорости $\overline{V_A}$ (зацепление колеса k с сателлитом) и соединяется с центральной осью O – получаем линию распределения скоростей колеса k и измеряем угол ее наклона φ_k ;

б) строим линию распределения скоростей сателлита (учитывая, что скорость сателлита в точке его зацепления с неподвижным колесом равна нулю);

в) определяем вектор скорости оси сателлита $\overline{V_c}$ (которая одновременно является и скоростью водила в этой точке) и соединяя его с центральной осью (где скорость водила равна нулю), получаем линию распределения скоростей водила и угол φ_H ее наклона к вертикали;

г) определяем передаточное отношение исследуемого планетарного механизма (через соотношение тангенсов углов наклона или соответствующих отрезков)

$$i_{кН}^n = \frac{\omega_k}{\omega_H} = \frac{tg\varphi_k}{\varphi_H} = \frac{ок}{oh}. \quad (2.3)$$

Примечание:

1) Расположение углов φ_H и φ_k в одной четверти означает, что $i_{пл} > 0$ (то есть ведомый и ведущий вал вращаются в одну сторону).

2) При $\varphi_H < \varphi_k$ исследуемый механизм является редуктором, а при $\varphi_H > \varphi_k$ – мультипликатором.

2.1.3. Синтез планетарных механизмов

Синтез планетарных механизмов заключается в определении:

а) чисел зубьев всех колес передачи (z_i);

б) числа сателлитов (k),

и производится согласно выбранной структурной схеме и требуемому передаточному отношению зубчатой передачи $i_{пл}$ (алгоритм выбора схемы дан в п. 2.2.).

При проектировании планетарного механизма необходимо выполнить следующие 5 условий синтеза:

1. *Условие обеспечения заданного передаточного отношения* – заключается в том, что после подстановки рассчитанных чисел зубьев колес в формулу передаточного отношения выбранной схемы планетарного механизма должно получиться требуемое передаточное отношение. Конкретные формулы расчета $i_{пл}$ для отдельных схем планетарных редукторов даны на рис. 2.4.

2. *Условие соосности* – заключается в обеспечении совпадения геометрических осей подвижного центрального колеса K и неподвижного центрального колеса n с геометрической осью водила H . Формулы для расчета условия соосности разных схем планетарных механизмов даны на рис. 2.4.

3. *Условие сборки* – заключается в возможности сборки всех зубчатых колес планетарного механизма и для разных схем (см. рис. 2.4) имеет следующий общий вид:

$$\gamma = \frac{|z_k \cdot i_{kH}^n|}{k} \cdot c = \text{целое число}, \quad (2.4)$$

где величина « c » определяет угол поворота водила для сборки очередного сателлита в зацепление между центральными колесами.

Выражение (2.4) используется для нахождения всех значений теоретически возможных чисел сателлитов, которые можно собрать в данном планетарном механизме. Для этого нужно числитель дроби в выражении (2.4) разложить на простые множители, после чего каждый из этих множителей или их произведение принимается за теоретически возможное число собираемых сателлитов.

4. *Условие соседства* – заключается в обеспечении зазора между двумя соседними сателлитами, равномерно расположенными по окружности через угол 2β .

Для двухрядных планетарных механизмов условие соседства имеет вид:

$$\sin \frac{\pi}{k_{сп}} > \frac{z_c + 2h_a^*}{z_i \pm z_c}, \quad (2.5)$$

где $k_{сп}$ – граничное число сателлитов, при котором еще остается зазор между соседними сателлитами;

z_c – число зубьев наибольшего из сателлитов ($z_c > z_c'$);

h_a^* – стандартный коэффициент высоты головки зуба;

z_i – число зубьев центрального колеса, входящего в зацепление с наибольшим сателлитом ($z_i = z_k$ или $z_i = z_n$); знак «+» ставится при внешнем зацеплении наибольшего сателлита с центральным колесом; знак «-» – при их внутреннем зацеплении.

Выражение (2.5) используется для расчета граничного числа сателлитов согласно следующей таблице:

Таблица 2.1

| | | | | | |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-----|-------|
| $\sin \frac{\pi}{k_{гр}} \geq$ | 0,866 | 0,707 | 0,588 | 0,5 | 0,434 |
| $k_{гр}$ | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |

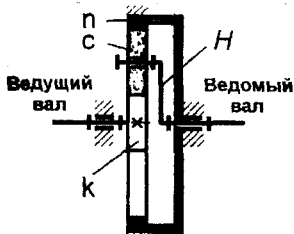
Примечание. На основании совместного решения выражений (2.4) и (2.5) окончательно определяется наибольшее число спутников $k_{наиб} < k_{гр}$, удовлетворяющее как условию сборки, так и условию соседства.

5. Условие отсутствия интерференции зубьев колес – выполнение этого условия обеспечивает отсутствие интерференции (наложения) зубьев колес как в процессе их нарезания (т.е. отсутствие подреза ножки зуба режущим инструментом на зуборезном станке), так и при взаимодействии зубчатых колес в самом планетарном механизме.

Для выполнения этого условия при проектировании зубчатых колес планетарного механизма следует ограничить минимальное число зубьев колес согласно следующей таблицы:

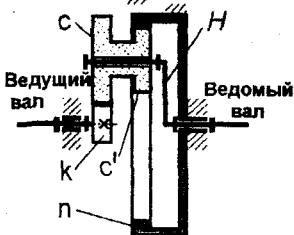
Таблица 2.2

| Вид зацепления | Вид колеса зубчатой пары | Число зубьев | При $h_a^* = 1$ |
|----------------|--------------------------|-----------------------|-----------------|
| Внешнее | С внешними зубьями | z_i | ≥ 17 |
| Внутреннее | С внешними зубьями | $z_i^{вн}$ | ≥ 20 |
| | С внутренними зубьями | $z_i^{вн}$ | ≥ 85 |
| | Для всей передачи | $z_i^{вн} - z_i^{вн}$ | ≥ 8 |



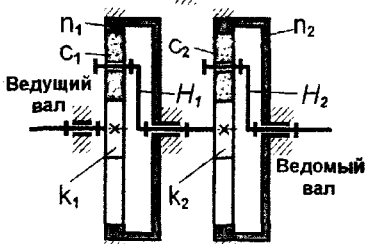
$$i_{кн}^n = 1 + \frac{Z_n}{Z_k} = 3...8; \quad \eta = 0,98...0,96.$$

Условие соосности $Z_k + Z_c = Z_n - Z_c$



$$i_{кн}^n = 1 + \frac{Z_c}{Z_k} \cdot \frac{Z_n}{Z_{c'}} = 8...16; \quad \eta = 0,97...0,95.$$

Условие соосности $Z_k + Z_c = Z_n - Z_{c'}$

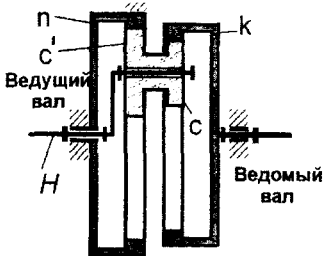


$$i_{к1н2}^{n1n2} = \left(1 + \frac{Z_{n1}}{Z_{k1}}\right) \left(1 + \frac{Z_{n2}}{Z_{k2}}\right) = 8...64; \\ \eta = 0,96...0,92.$$

Условие соосности:

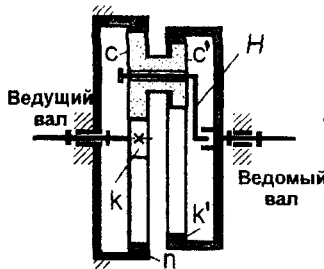
$$Z_{k1} + Z_{c1} = Z_{n1} - Z_{c1};$$

$$Z_{k2} + Z_{c2} = Z_{n2} - Z_{c2}.$$



$$i_{кн}^n = \frac{1}{1 - \frac{Z_c}{Z_k} \cdot \frac{Z_n}{Z_{c'}}} = 30...1600; \quad \eta = 0,9...0,1.$$

Условие соосности $Z_k - Z_c = Z_n - Z_{c'}$



$$i_{кн}^n = \frac{1 + \frac{Z_n}{Z_k}}{1 - \frac{Z_n}{Z_c} \cdot \frac{Z_{c'}}{Z_{k'}}} = 20...1600; \quad \eta = 0,96...0,20.$$

Условие соосности $Z_k + Z_c = Z_n - Z_c = Z_{k'} - Z_{c'}$

Рис. 2.4. Схемы планетарных передач

На основании указанных выше условий синтеза проектирование планетарного механизма производится в два этапа:

I. Расчет чисел зубьев всех колес z_k, z_c, z_c', z_n обеспечивающих выполнение условий 1, 2, 5 и достижение минимальных радиальных габаритов планетарного механизма.

II. Расчет числа сателлитов, обеспечивающих выполнение условий 3 и 4.

Рассмотренная ниже на конкретных примерах (см. п. 2.4 и 2.5) методика проектирования планетарных механизмов представляет собой комплексный синтез, в ходе которого решается следующий комплекс задач:

1. Основная задача определения параметров z_i и k .

2. Дополнительная задача определения минимальных радиальных габаритов зубчатого механизма (за счет расчета наименьших значений чисел зубьев его колес).

2.2. Выбор оборотов двигателя и расчет передаточного отношения зубчатых механизмов. Выбор структурной схемы планетарного редуктора

Исходными данными для синтеза зубчатых механизмов являются следующие параметры, указанные в задании на курсовой проект [14] и в п. 1.5:

а) число оборотов кривошипа рабочей машины $n_{кр} = n_1$ [14];

б) число оборотов кулачка n_k (см. п. 1.5),

а также одно из выбираемых стандартных значения оборотов вала типового электродвигателя $n_d = 720, 920, 1420$ или 2880 об/мин.

Выбор оборотов двигателя производится по неравенству

$$n_d \geq 3n_{кр},$$

что обеспечивает минимально допустимое передаточное отношение планетарных редукторов $i_{пл} \geq 3$ (см. рис. 2.4). При этом чем ближе будет величина n_d выбрана к $n_{кр}$, тем меньше потребуются передаточное отношение планетарного механизма и будет проще его конструкция.

Этапы проектирования:

1. Расчет передаточного отношения простого зубчатого механизма, передающего вращение на кулачковый механизм

$$i_d = \frac{n_d}{n_k}.$$

2. Расчет передаточного отношения планетарного редуктора:

$$i_{пл} = \frac{n_d}{n_{кр}}$$

3. По полученной величине $i_{пл}$ выбирается одна из структурных схем планетарных редукторов, показанных на рис. 2.4. Наиболее предпочтительными являются схемы 1 и 2 с ведущим колесом k (см. рис. 2.4), обеспечивающие наиболее высокий КПД и простоту конструкции (при неправильном выборе схемы может произойти даже самоторможение планетарного механизма из-за $\eta = 0$).

4. Рекомендации по выбору структурной схемы планетарного редуктора с ведущим колесом k (из схемы 1 и 2 на рис. 2.4):

а) при $i_{пл} \leq 8$ – устанавливается однорядный планетарный механизм по схеме 1;

б) при $8 \leq i_{пл} \leq 16$ – устанавливается двухрядный планетарный механизм по схеме 2;

в) при $i_{пл} \geq 16$ – устанавливаются два последовательно расположенных однорядных планетарных механизма по схеме 1 (в первом приближении передаточное отношение каждого из них i_1 можно принять равным $i_1 = \sqrt{i_{пл}}$).

Например, для случая: $n_{кр} = n_1 = 220$ об/мин; $n_d \geq 3 \cdot 220 = 720$ об/мин;
 $i_{пл} = 720/220 = 3,25$ выбираем схему однорядного планетарного механизма.

2.3. Пример расчета параметров простого зубчатого механизма

Зубчатый механизм, связывающий двигатель с кулачковым механизмом, состоит из нулевых зубчатых колес (см. типовой образец 4-го листа в части 2 пособия).

При их расчете принимаются одинаковые для всех вариантов: $m = 20$ мм, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$ и коэффициенты смещения инструмента $x_1 = x_2 = 0$. Расчет начинается с определения необходимого передаточного отношения $i_{пл}$ и чисел зубьев колес z_1 и z_2 .

Этапы проектирования (для $n_d = 720$ об/мин, $n_k = 600$ об/мин):

1. Определяем необходимое передаточное отношение механизма

$$i_d = \frac{n_d}{n_k} = \frac{720}{600} = 1,2.$$

Величина $i_d > 1$ означает, что зубчатый механизм должен быть редуктором с $z_1 < z_2$.

2. Задаем число зубьев ведущей шестерни $z_1 = 17$ (см. табл. 2.2) и определяем число зубьев ведомого колеса $z_2 = z_1 \cdot i_d = 17 \cdot 1,2 = 20,4$; которое округляем до ближайшего целого: $z_2 = 20$.

3. Рассчитываем диаметры делительных окружностей

$$d_1 = m \cdot z_1; \quad d_2 = m \cdot z_2,$$

основных окружностей

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha; \quad d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha,$$

окружностей вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* \cdot m; \quad d_{a2} = d_2 + 2h_a^* \cdot m,$$

и окружностей впадин зубьев

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*) \cdot m; \quad d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^*) \cdot m.$$

4. Делительное межосевое расстояние

$$a = m \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2}.$$

5. Делительный окружной шаг и основной окружной шаг

$$p = \pi \cdot m; \quad p_b = p \cdot \cos \alpha.$$

6. Делительная окружная толщина зуба и ширина впадины

$$s = e = \frac{\pi \cdot m}{2}.$$

7. Угловой шаг зубьев (в градусах)

$$\tau_1 = \frac{360}{z_1}; \quad \tau_2 = \frac{360}{z_2}.$$

8. Высота зуба

$$h = (2h_a^* + c^*) \cdot m.$$

9. Глубина захода

$$h_{\alpha} = 2h_a^* \cdot m.$$

10. Радиальный зазор

$$C = c^* \cdot m.$$

11. Проверка

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_{a1}}{2} + \frac{d_{f2}}{2} + C = \frac{d_{a2}}{2} + \frac{d_{f1}}{2} + C;$$
$$2h = d_{a1} - d_{f1} = d_{a2} - d_{f2}.$$

Примечание. После вычерчивания по размерам зацепления зубчатых колес (методика построения дана в п. 2.1.1 и на рис. 2.1, 2.2 и 2.3) на чертеже измеряется угол торцевого перекрытия $\varphi_{\alpha 1}$ (или $\varphi_{\alpha 2}$) и рассчитывается коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\varphi_{\alpha 1}}{\tau_1} = \frac{\varphi_{\alpha 2}}{\tau_2}$$

и по его величине в расчетно-пояснительной записке делается вывод о плавности и бесшумности работы спроектированной зубчатой передачи.

2.4. Пример синтеза однорядного планетарного механизма

1. Для исходных данных $n_{кр} = n_1 = 220$ об/мин определяем обороты двигателя $n_{\partial} \geq 3n_{кр} = 660$; $n_{\partial} = 720$ об/мин и требуемое передаточное отношение планетарного механизма (которое затем представляем в виде простой дроби и округляем его с точностью до 5%):

$$i_{n1} = \frac{n_{\partial}}{n_1} = \frac{720}{220} = 3,25 = \frac{13}{4}.$$

2. Согласно рекомендациям (см. п. 2.2) выбираем при $i_{nH} \leq 8$ однорядный планетарный механизм по схеме 1 с ведущим колесом k (см. рис. 2.4) и затем рассчитываем числа зубьев его колес (z_k, z_c, z_n) и число спутников k (по указанным в п. 2.1.3 условиям синтеза).

1) Из условия обеспечения требуемого передаточного отношения выражаем искомые числа зубьев z_n и z_k через множители D и A :

$$i_{kH}^n = 1 + \frac{z_n}{z_k} = \frac{13}{4}; \quad \frac{z_n}{z_k} = 1 - \frac{13}{4} = \frac{9}{4} = \frac{D}{A}; \quad D=9; \quad A=4.$$

2) Из условия соосности выражаем число зубьев спутника также через D и A :

$$z_k + z_c = z_n - z_c; \quad z_c = \frac{z_n - z_k}{2} = \frac{D - A}{2} = \frac{9 - 4}{2} = \frac{5}{2}.$$

3) Выражаем числа зубьев всех колес через множители $D = 9, A = 4$ и коэффициент пропорциональности y :

$$z_k = A \cdot y = 4y; \quad z_n = D \cdot y = 9y; \quad z_c = \frac{D - A}{2} \cdot y = \frac{5}{2}y.$$

4) Из условия отсутствия интерференции зубьев колес (согласно табл. 2.2) составляем следующую систему неравенств:

$$z_k = 4y \geq 17; \quad z_n = 9y \geq 85; \quad z_c = \frac{5}{2}y \geq 20,$$

из решения которой находим $y = y_{min}$ (в данном примере $y_{min} = 10$), что обеспечивает минимально возможные числа зубьев колес (а следовательно и минимальные радиальные габариты проектируемого планетарного редуктора).

$$z_k = 4y = 4 \cdot 10 = 40; \quad z_n = 9y = 9 \cdot 10 = 90; \quad z_c = \frac{5}{2}y = \frac{5}{2} \cdot 10 = 25.$$

3. Из условия сборки определяем теоретически возможное число спутников:

$$\frac{z_k \cdot i_{кН}^n}{k} \cdot c = \frac{40 \cdot 13}{4 \cdot k} \cdot c = \frac{2 \cdot 5 \cdot 13}{k} \cdot c;$$

$c=1; k_1=2; k_2=5; k_3=10; k_4=13 \dots$

4. Из условия соседства определяем граничное число сателлитов (согласно табл. 2.1):

$$\sin \frac{\pi}{k_{zp}} = \frac{z_c + 2h_a}{z_k + z_c} = \frac{25 + 2 \cdot 1}{40 + 25} = 0,416; k_{zp} = 7.$$

5. Определяем наибольшее число сателлитов, удовлетворяющее как условию сборки, так и условию соседства:

$$k_{наиб} = k_2 = 5.$$

6. Проверка передаточного отношения спроектированного редуктора аналитическим способом:

$$i_{кН}^n = 1 + \frac{z_n}{z_k} = 1 + \frac{90}{40} = 3,25.$$

7. Проверка передаточного отношения спроектированного редуктора графоаналитическим способом (показана на типовом образце 4-го листа – см. вклейку в пособие):

$$i_{кН}^n = \frac{OK}{OH} = 3,25.$$

2.5. Пример синтеза двухрядного планетарного механизма

1. Для исходных данных $n_{кр} = n_1 = 67$ об/мин определяем обороты двигателя $n_d \geq 3n_{кр} = 201$ об/мин; $n_d = 720$ об/мин и требуемое передаточное отношение планетарного механизма (которое затем представляем в виде простой дроби и округляем его с точностью 0 5%):

$$i_{нл} = \frac{n_d}{n_1} = \frac{720}{67} \approx \frac{53}{5}.$$

Примечание. Сохранение больших значений чисел в числителе и знаменателе дроби $i_{нл}$ неизбежно приведет в дальнейших расчетах к большим значениям рассчитываемых чисел зубьев колес и

соответственно большим радиальным габаритам планетарного редуктора.

2. Согласно рекомендациям (см. п. 2.2) для $i_{нл} = \frac{53}{5} \approx 10,6$ выбираем двухрядный планетарный механизм по схеме 2 с ведущим колесом k (см. рис. 2.4) и затем рассчитываем числа зубьев его колес (z_k, z_c, z_c', z_n) и число сателлитов k (по указанным в п. 2.1.3 условиям синтеза).

1) Из условия обеспечения требуемого передаточного отношения выражаем искомые числа зубьев z_n, z_k, z_c, z_c' через множители A, B, D, E :

$$i_{кН}^n = 1 + \frac{z_c \cdot z_n}{z_k \cdot z_c'} = \frac{53}{5}; \quad \frac{z_c \cdot z_n}{z_k \cdot z_c'} = \frac{48}{5} = \frac{B \cdot D}{A \cdot E};$$

2) Согласно рекомендациям рационального конструирования данной схемы планетарного редуктора соотношения чисел зубьев колес должны выбираться в диапазоне:

$$1 < \frac{z_c}{z_k} = \frac{B}{A} \leq 5; \quad 2 < \frac{z_n}{z_c'} = \frac{D}{E} \leq 5,$$

для реализации которого перекрестные коэффициенты x_1, x_2 в выражениях

$$\frac{48}{5} = \frac{B \cdot D}{A \cdot E} = \frac{x_1}{5} \cdot \frac{48}{x_1}; \quad \frac{48}{5} = \frac{B \cdot D}{A \cdot E} = \frac{48}{x_2} \cdot \frac{x_2}{5},$$

могут принимать следующие значения:

$$\frac{B}{A} = \frac{x_1}{5}; \quad \frac{D}{E} = \frac{48}{x_1};$$

$$1 < \frac{x_1}{5} \leq 5; \quad 2 < \frac{48}{x_1} \leq 5; \quad 10 \leq x_1 \leq 24;$$

$$\frac{B}{A} = \frac{48}{x_2}; \quad \frac{D}{E} = \frac{x_2}{5};$$

$$1 < \frac{48}{x_2} \leq 5; \quad 2 < \frac{x_2}{5} \leq 5; \quad 11 \leq x_2 \leq 25.$$

3) Используя условие соосности, выражаем числа зубьев колес через сомножители A, B, D, E и коэффициент пропорциональности y :

$$z_k = A(D - E)y; \quad z_c = B(D - E)y;$$

$$z_c^I = E(A + B)y; \quad z_n = D(A + B)y.$$

4) Подставляя все целочисленные значения коэффициентов x_1 и x_2 в найденных диапазонах

$$10 \leq x_1 \leq 23; \quad 11 \leq x_2 \leq 25$$

в дробь

$$\frac{B \cdot D}{A \cdot E} = \frac{x_1}{5} \cdot \frac{48}{x_1}; \quad \frac{B \cdot D}{A \cdot E} = \frac{48}{x_2} \cdot \frac{x_2}{5},$$

находим различные возможные варианты наборов сомножителей A, B, D, E , после чего определяем $y = y_{min}$ и находим минимальное число зубьев колес (с учетом табл. 2.2) по выражениям:

$$z_k = A(D - E)y_{min} \geq 17; \quad z_c = B(D - E)y_{min} \geq 17;$$

$$z_c^I = E(A + B)y_{min} \geq 20; \quad z_n = D(A + B)y_{min} \geq 85,$$

и для каждого из наборов A, B, D, E рассчитываем условные радиальные габариты первого ($\Gamma_1 = z_k + 2z_c$) и второго ($\Gamma_2 = z_n$) рядов проектируемого планетарного редуктора. За окончательный результат принимаем оптимальное решение с наименьшим габаритом Γ_1 (если $\Gamma_1 > \Gamma_2$) или с наименьшим габаритом Γ_2 (если $\Gamma_2 > \Gamma_1$).

Пример расчета для случая $x_1 = 10$.

$$\frac{48}{5} = \left(\frac{A}{B}\right) \cdot \left(\frac{D}{E}\right) = \left(\frac{x_1}{5}\right) \cdot \left(\frac{48}{x_1}\right) = \left(\frac{10}{5}\right) \cdot \left(\frac{48}{10}\right) = \left(\frac{2}{1}\right) \cdot \left(\frac{24}{5}\right);$$

$$A = 1, \quad B = 2, \quad D = 24, \quad E = 5;$$

$$z_k = A(D - E)y_{min} = 1(24 - 5)y_{min} = 19y_{min} \geq 17;$$

$$z_c = B(D - E)y_{min} = 2(24 - 5)y_{min} = 38y_{min} \geq 17;$$

$$z_c^I = E(A + B)y_{min} = 5(1 + 2)y_{min} = 15y_{min} \geq 20;$$

$$z_n = D(A + B)y_{min} = 24(1 + 2)y_{min} = 72y_{min} \geq 85;$$

$$y_{\min} = 2; z_k = 19 \cdot 2 = 38; z_c = 38 \cdot 2 = 76;$$

$$z_c^1 = 15 \cdot 2 = 30; z_n = 72 \cdot 2 = 144;$$

$$\Gamma_1 = z_k + 2z_c = 190; \Gamma_2 = z_n = 144.$$

Примечание:

а) из всей совокупности вариантов значений перекрестных коэффициентов x_1 и x_2 следует сразу отбросить (отбраковать) те значения, при которых дроби (A/B) и (D/E) не удастся сократить до простых небольших чисел (в этих случаях получаются заведомо большие нерациональные числа зубьев колес и соответственно больше радиальные габариты редуктора);

б) дроби (B/A) и (D/E) предварительно следует сократить;

в) по результатам расчетов при разных значениях x_1 и x_2 составляются расчетные таблицы вида:

Таблица 2.3

| x_1 | $\left(\frac{x_1}{5}\right) \cdot \left(\frac{48}{x_1}\right)$ | $\left(\frac{B}{A}\right) \cdot \left(\frac{D}{E}\right)$ | y_{\min} | $z_k \geq 17$ | $z_c \geq 17$ | $z_c^1 \geq 20$ | $z_n \geq 85$ | Γ_1 | Γ_2 |
|-------|--|--|------------|---------------|---------------|-----------------|---------------|------------|------------|
| 10 | $\left(\frac{10}{5}\right) \cdot \left(\frac{48}{10}\right)$ | $\left(\frac{2}{1}\right) \cdot \left(\frac{24}{5}\right)$ | 2 | 38 | 76 | 30 | 144 | 190 | 144 |
| 11 | | | | | | | | | |
| · | | | | | | | | | |
| · | | | | | | | | | |
| · | | | | | | | | | |
| 23 | | | | | | | | | |

Таблица 2.4

| x_1 | $\left(\frac{48}{x_2}\right) \cdot \left(\frac{x_2}{5}\right)$ | $\left(\frac{B}{A}\right) \cdot \left(\frac{D}{E}\right)$ | y_{\min} | $z_k \geq 17$ | $z_c \geq 17$ | $z_c^1 \geq 20$ | $z_n \geq 85$ | Γ_1 | Γ_2 |
|-------|--|---|------------|---------------|---------------|-----------------|---------------|------------|------------|
| 11 | | | | | | | | | |
| · | | | | | | | | | |
| · | | | | | | | | | |
| · | | | | | | | | | |
| 25 | | | | | | | | | |

5) Из анализа результатов расчета при разных x_1 и x_1 в таблицах 2.3. и 2.4. за окончательный выбираем следующий оптимальный вариант с наименьшими условными радиальными габаритами:

$$x_2 = 12; z_k = 34, z_c = 56, z_c^1 = 50, z_n = 120, \Gamma_1 = 146, \Gamma_2 = 120.$$

3. Из условия сборки определяем теоретически возможное число спутников:

$$\frac{z_k \cdot i_{кН}^n}{k} \cdot c = \frac{34 \cdot 53}{5 \cdot k} \cdot c = \frac{2 \cdot 17 \cdot 53}{5 \cdot k} \cdot c;$$

$$c = 5; k_1 = 2; k_2 = 17; k_3 = 34; k_4 = 53 \dots$$

4. Из условия соседства определяем граничное число сателлитов (согласно табл. 2.1):

$$\sin \frac{\pi}{k_{zp}} = \frac{z_c + 2h_a^*}{z_k + z_c} = \frac{56 + 2 \cdot 1}{34 + 56} = 0,64; k_{zp} = 5.$$

5. Определяем наибольшее число сателлитов, удовлетворяющее как условию сборки, так и условию соседства: $k_{наиб} = k_1 = 2$.

6. Проверка передаточного отношения спроектированного редуктора аналитическим способом:

$$i_{кН}^n = 1 + \frac{z_e \cdot z_n}{z_k \cdot z_c} = 1 + \frac{56 \cdot 120}{34 \cdot 50} = 10,6.$$

7. Проверка передаточного отношения спроектированного редуктора графоаналитическим способом (все необходимые построения показаны на типовом образце 4-го листа – см. вклейку в пособие):

$$i_{кН}^n = \frac{OK}{Oh} = 10,6.$$

2.6. Пример расчета потребной мощности приводного двигателя

Потребная мощность приводного двигателя рассчитывается, как произведение среднего за цикл момента двигателя $M_{пр}^P$ на среднюю угловую скорость кривошипа $\omega_{кр} = \omega_1$ (с учетом КПД планетарного редуктора η_1 и КПД шарнирно-рычажного механизма η_2):

$$N_{д} = \frac{M_{пр}^P \cdot \omega_1}{\eta_1 \cdot \eta_2} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт},$$

где величина КПД планетарного механизма существенно зависит от его схемы и передаточного отношения (см. рис. 2.4) величина

η_2 ориентировочно принимается равной $\eta_2 = 0,8$; а величина $M_{пр}^p$ определяется из построенного на 2-м листе проекта графика $M_{пр}^p = \text{const}$ [14]. Для однорядного и двухрядного планетарных редукторов с ведущим колесом k и ведомым водилом H (см. рис. 2.4) ориентировочно можно принять $\eta_1 = 0,96$. Точный расчет КПД различных схем планетарных передач можно выполнить по соответствующим формулам [1], [8].

2.7. Вопросы для самоподготовки и защиты 4-го листа курсового проекта

1. Что называется передаточным отношением зубчатой передачи?
2. Что показывает величина и знак передаточного отношения?
3. Дайте примеры схем зубчатых передач с передаточным отношением:
 - а) положительным или отрицательным;
 - б) меньшим или большим единицы;
 - в) равным «+1» или «-1».
4. Какая кривая называется эвольвентой и как ее можно построить?
5. Где расположена предельная точка эвольвенты?
6. Укажите основные свойства эвольвенты.
7. Какая окружность является базовой для определения элементов зубьев колеса и их размеров?
8. В чем назначение основной окружности?
9. Что называется делительным окружным шагом и как его рассчитать?
10. Что называется угловым шагом зубьев и как его рассчитать?
11. Что называется расчетным модулем зубчатого колеса (укажите его размерность)?
12. Как через модуль рассчитать диаметры всех окружностей колеса и размеры зубьев?
13. В чем отличие нулевого зубчатого колеса от колес, нарезанных с положительным или отрицательным смещением инструмента?
14. Что называется подрезом и заострением и как их избежать при нарезании зубьев колеса?
15. Что такое минимальное число зубьев и минимальный коэффициент смещения инструмента?
16. Какого класса кинематическая пара в точке контакта эвольвентных профилей зубьев?
17. Сформулируйте основную теорему зацепления.
18. Что называется полюсом зацепления, и какие особенности работы зубчатой передачи:

- а) при попадании полюса зацепления в область между центрами вращения колес O_1O_2 ;
 - б) при попадании полюса зацепления за пределы области O_1O_2 .
19. Укажите основные свойства эвольвентного зацепления.
 20. Что называется углом профиля зуба?
 21. Как определить угол профиля зуба в любой точке эвольвенты и как он изменяется по мере удаления от основной окружности?
 22. Как проверить силовую работоспособность (отсутствие заклинивания) спроектированной зубчатой передачи?
 23. Что называется линией зацепления и как ее построить?
 24. В чем отличие между теоретической и активной линиями зацепления и какое соотношение должно быть между ними?
 25. Что происходит за пределами теоретической линии зацепления?
 26. Как определить предельные точки активной линии зацепления и что происходит в этих точках?
 27. Как определить на линии зацепления зоны двупарного и однопарного зацепления зубьев?
 28. Что называется углом торцевого перекрытия и как его определить в спроектированной зубчатой передаче?
 29. Что называется коэффициентом торцевого перекрытия и как его рассчитать?
 30. Как проверить еще на этапе конструирования плавность и бесшумность работы спроектированной зубчатой передачи?
 31. Что называется углом зацепления?
 32. В чем отличие планетарной передачи от простого зубчатого механизма?
 33. Приведите примеры планетарных передач, являющихся:
 - а) редуктором;
 - б) мультипликатором.
 34. По каким формулам можно рассчитать передаточное отношение планетарной передачи?
 35. Как определить передаточное отношение планетарной передачи графоаналитическим способом?
 36. Перечислите условия синтеза планетарной передачи.
 37. Какие условия синтеза планетарной передачи используются:
 - а) для расчета чисел зубьев колес;
 - б) для определения числа сателлитов?
 38. Как обеспечить минимальные радиальные габариты планетарной передачи еще на этапе ее проектирования?
 39. Нарисуйте схемы планетарных редукторов с наибольшим КПД.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов/ К.В. Фролов, С.А. Попов., А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1998. – 496 с.
2. Механика машин: Учебное пособие для вузов/ И.И. Вульфсон, М.Л. Ерихов, М.З. Коловский. и др.; Под ред. Г.А. Смирнова. – М.: Высш. шк., 1996. – 511 с.
3. Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учебное пособие для вузов/ Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1999. – 351 с.
4. Теория механизмов и машин. Часть 1. Механизмы с низшими кинематическими парами: Учебное пособие для самостоятельной работы студентов/ В.И. Пожбелко, В.А. Буевич, В.А. Лившиц и др.; Под ред. В.И. Пожбелко. – Челябинск: ЧПИ, 1988. – 79 с.
5. Пожбелко В.И., Буевич В.А., Лившиц В.А. Теория механизмов и машин. Часть 2. Механизмы с высшими кинематическими парами: Учебное пособие для самостоятельной работы студентов/ Под ред. В.И. Пожбелко. – Челябинск: ЧГТУ, 1990. – 86 с.
6. Теория механизмов и машин. Материалы для контроля самостоятельной работы студентов: Метод. указания /Сост.: В.И. Пожбелко, В.А. Лившиц, В.А. Буевич., Под ред. В.И. Пожбелко. – Челябинск: ЧГТУ, 1990. – 165 с.
7. Виноцкий П.Г., Пермяков В.А., Колесников А.Л. Расчет маховика: Учебное пособие. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2000. – 39 с.
8. Артемьев М.Н., Ахметшин Н.И., Пожбелко В.И.. Многозвенные зубчатые механизмы: Учебное пособие/ Под ред. В.И. Пожбелко. – Челябинск: Изд-во ЧГТУ, 1996. – 113 с.
9. Пожбелко В.И., Артемьев М.Н., Лившиц В.А. Синтез рычажных механизмов: Учебное пособие/ Под ред. В.И. Пожбелко.– Челябинск: Изд-во ЧГТУ, 1996. – 58 с.
10. Кулачковые механизмы: Учебное пособие/ Н.И. Ахметшин, В.А. Пермяков, Н.Ф. Родиков, П.В. Пискаков; Под ред. Н.И. Ахметшина. – Челябинск: Изд-во ЧГТУ, 1996. – 69 с.
11. Пожбелко В.И., Ахметшин Н.И., Лившиц В.А. Методы решения задач синтеза механизмов. Учебное пособие. – Челябинск:, Изд-во ЧГТУ, 1993. – 94 с.
12. Динамический синтез кулачковых механизмов.: Метод. указания/ Сост.: В.А. Пермяков, Н.Ф. Родиков – Челябинск: ЧПИ, 1985. – 36 с.
13. Синтез эвольвентных зубчатых механизмов: Метод. указания/ Сост.: А.С. Гамова, Н.И. Ахметшин. – Челябинск: ЧПИ, 1984. – 44 с.
14. Пожбелко В.И., Виноцкий П.Г., Ахметшин Н.И. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учебное пособие /Под ред. В.И. Пожбелко. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – Часть 1. – 108 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|-----------|
| ЗАДАЧИ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН | 3 |
| 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ | |
| 1.1 Основные положения | 4 |
| 1.2. Построение диаграмм движения толкателя | 6 |
| 1.3. Определение основных размеров механизма | 10 |
| 1.3.1. Механизмы с поступательным толкателем | 11 |
| 1.3.2. Механизмы с качающимся толкателем | 13 |
| 1.4. Построение профиля кулачка | 16 |
| 1.4.1. Механизмы с поступательным толкателем | 18 |
| 1.4.2. Механизмы с качающимся толкателем | 19 |
| 1.5. Задания на 3-й лист курсового проекта | 21 |
| 1.6. Вопросы для самоподготовки и защиты 3-го листа курсового проекта | 25 |
| 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ | |
| 2.1. Основные положения | 27 |
| 2.1.1. Расчет основных геометрических параметров, построение профилей зубьев и эвольвентного зацепления | 30 |
| 2.1.2. Кинематический анализ планетарных механизмов | 34 |
| 2.1.3. Синтез планетарных механизмов | 35 |
| 2.2. Выбор оборотов двигателя и расчет передаточного отношения зубчатых механизмов. Выбор структурной схемы планетарного редуктора | 39 |
| 2.3. Пример расчета параметров простого зубчатого механизма .. | 40 |
| 2.4. Пример синтеза однорядного планетарного механизма | 42 |
| 2.5. Пример синтеза двухрядного планетарного механизма | 44 |
| 2.6. Пример расчета потребной мощности приводного двигателя.. | 48 |
| 2.7. Вопросы для самоподготовки и защиты 4-го листа курсового проекта | 49 |
| БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК | 51 |

Техн. редактор А.В. Миних

Издательство Южно-Уральского государственного университета

ИД № 00200 от 28.09.99. Подписано в печать 16.06.03. Формат 60×84 1/16. Печать трафаретная. Усл. печ. л. 3,02. Уч.-изд. л. 3,05+1 вкл. Тираж 1000 экз. Заказ 211/78. Цена С.

Группа МЭНП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.