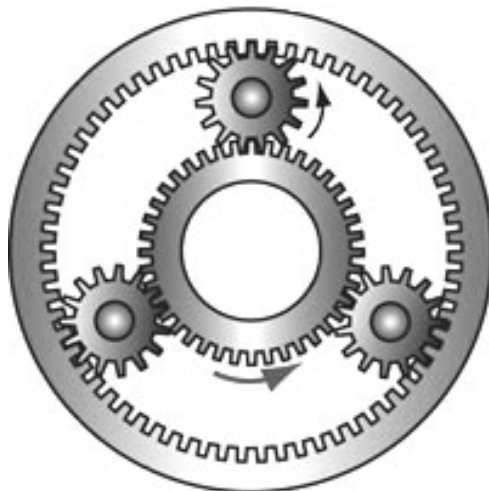


ТММ ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ



Издательство ТГТУ

Учебное издание

ТММ. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания

Составители:

ГАЛКИН Павел Александрович,
НИКИТИНА Людмила Христофоровна

Редактор О.М. Гурьянова

Инженер по компьютерному макетированию Н.И. Колмакова

15.09.2008.

60 × 84 / 16. 1,86 . . . 250 . № 387.

392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

УДК 621.86.01

ББК 34.42

Г161

Рекомендовано Редакционно-издательским советом университета

Рецензент:

Заведующий кафедрой "Прикладная механика и сопротивление материалов", доктор технических наук, профессор ТГТУ

В.Ф. Першин

Составители:

П.А. Галкин,

Л.Х. Никитина

Г161 ТММ. Проектирование и анализ зубчатых механизмов : метод. указ. / сост. : П.А. Галкин, Л.Х. Никитина. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2008. – 32 с. – 250 экз.

Даны справочный материал и необходимые пояснения для выполнения курсового проекта.

Предназначены для студентов, обучающихся по специальностям 240801, 260601, 190601, 110301, 151001, 110304, 150400 дневного и заочного отделений.

УДК 621.86.01

© ГОУ ВПО "Тамбовский государственный технический университет" (ТГТУ), 2008

Министерство образования и науки Российской Федерации

ГОУ ВПО "Тамбовский государственный технический университет"

ТММ. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания к курсовому проектированию
для студентов, обучающихся по специальностям
240801, 260601, 190601, 110301, 151001, 110304, 150400
дневного и заочного отделений



Тамбов
Издательство ТГТУ
2008

ВВЕДЕНИЕ

В данных методических указаниях излагаются методы проектирования цилиндрических эвольвентных зубчатых механизмов с внешним зацеплением и планетарных механизмов при выполнении курсового проекта по курсу ТММ, раздел "Синтез зубчатых механизмов".

Зубчатые механизмы являются составной частью привода большинства современных машин и приборов. Широкое распространение этих механизмов объясняется повышением быстроходности силовых приводов, надёжностью их в работе и высокой несущей способностью.

По кинематическому признаку зубчатые механизмы делятся на простые с неподвижными осями колес и планетарные, у которых оси некоторых колес являются подвижными.

Высшая кинематическая пара в зубчатом механизме называется зубчатым зацеплением.

В задании на курсовой проект по теории механизмов зубчатый механизм рассматривается как часть общей кинематической схемы проектируемой машины. Он используется либо в качестве основного механизма привода для исполнительных звеньев, либо как часть привода.

РАСЧЁТ ГЕОМЕТРИИ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА С ВЫБОРОМ КОЭФФИЦИЕНТА СМЕЩЕНИЯ

Основными параметрами колеса (рис. 1) являются: модуль (m), шаг (p), радиусы окружностей выступов (r_a), впадин (r_f), основной (r_b), делительной окружностей (r), высота головки (h_a) и ножки зуба (h_f), толщина зуба по делительной окружности (S) и ширина впадины (e). Эвольвентный профиль и окружность впадин сопрягаются переходной кривой.

Шаг зубчатого колеса по делительной окружности (p) складывается из толщины зуба (S) и ширины впадины (e): $p = S + e$. Он должен быть кратным длине окружности, по которой откладывается.

Значение модуля m определяется по ГОСТ 9563–60. Окружность, модуль по которой равен стандартному, называется делительной.

Высота головки зуба $h_a = r_a - r$.

Высота ножки зуба $h_f = r - r_f$.

Геометрия зубчатого колеса зависит от размеров и формы режущего инструмента. При стандартизации зубчатых колес и зуборезного инструмента во всех странах берут за основу параметры зубчатой рейки с прямолинейным профилем. Реечный контур, который положен в основу стандарта зубчатого колеса, представляющий собой чередующиеся симметричные зубья и впадины трапецевидной формы, называют теоретическим исходным контуром рейки. Размеры теоретического исходного контура установлены ГОСТ 13755–81 и представлены на рис. 2.

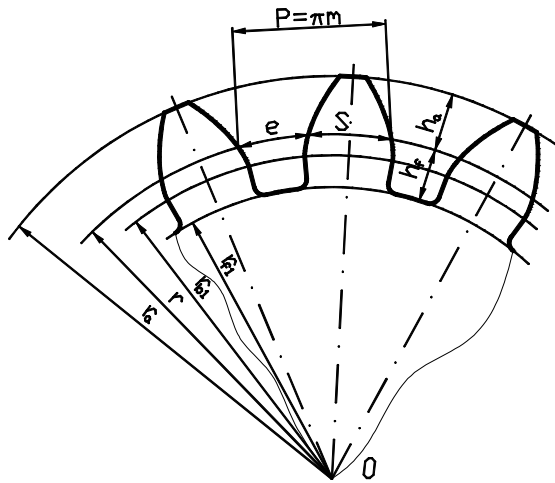


Рис. 1

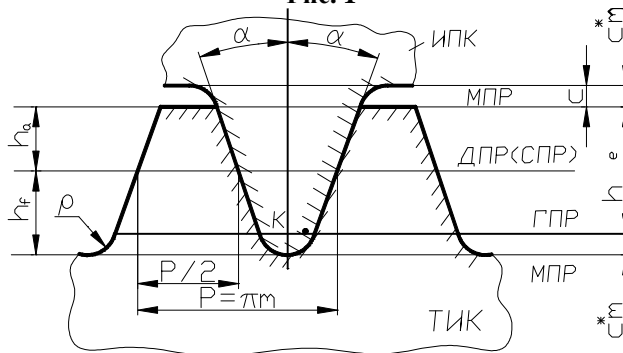


Рис. 2

Базовая линия теоретического исходного контура (ТИК), по которой толщина зуба равна ширине впадины, называется делительной прямой рейки (ДПР), она же является средней прямой рейки, которая делит зуб рейки пополам по высоте

(h_e). Расстояние между одноимёнными профилями соседних зубьев по делительной или любой другой параллельной ей прямой называют шагом "p" исходного контура $p = \pi m$ где m – модуль, мм. В долях модуля задаются все линейные размеры контура: высота зубьев делительной головки $h_a = h_a^* m$; высота делительной ножки $h_f = (h_a^* + c^*) m$, где h_a^* – коэффициент высоты головки зуба; c^* – коэффициент радиального зазора.

Любая прямая, параллельная ДПР, называется модульной прямой рейки (МПР). Модульная прямая, проходящая через точку K и параллельная ДПР, называется граничной модульной прямой (ГМП).

Расстояние между линией вершин исходного контура и линией, проходящей параллельно ДПР через граничную точку K прямолинейного участка профиля зуба (рис. 2), называют граничной высотой зуба: $h_e = h_e^* m$, где h_e^* – коэффициент гра-

ничной высоты. Угол α между боковой стороной и осью симметрии зуба называют углом профиля исходного контура. ГОСТ 13755–68 устанавливает следующие значения параметров исходного контура: $h_a^* = 1,0$; $c^* = 0,25$; $h_e^* = 2,0$; $\alpha = 20$, тогда высота зуба рейки равна: $h = (2h_a^* + c^*)m = 2,25m$.

Радиус сопряжения прямолинейного профиля исходного контура с линией его впадин (т.е. радиус переходной кривой) равен: $\rho = \rho^* m$, где $\rho^* = 0,38$ – коэффициент радиуса переходной кривой.

В пределах высоты $2h_a^* m$ профиль зубьев рейки прямолинейный. Эвольвентная часть зуба колеса формируется только этим участком, а переходная кривая между эвольвентой и окружностью впадин создается скругленным участком зубьев рейки. Рейка представляет собой частный случай зубчатого колеса, у которого число зубьев обращается в бесконечность, а все окружности – в соответствующие прямые.

Исходный производящий контур (ИПК) – сечение инструментальной рейки плоскостью, перпендикулярной направлению зуба – заполняет впадины теоретического исходного контура, как отливка заполняет форму или как контршаблон заполняет впадины шаблона. В этом случае между прямой вершин теоретического исходного контура и прямой впадин исходного производящего контура сохраняется радиальный зазор $c = c^* m$. Следовательно, поверхность впадин инструмента не участвует в процессе нарезания зубьев.

Изготовление эвольвентных зубчатых колёс осуществляется в основном двумя методами: копирования и обкатки (огибания).

При реализации *метода копирования* профиль впадины нарезаемого колеса представляет собой копию профиля режущей части инструмента. Метод копирования является малопроизводительным, неточным и требует большого комплекта режущего инструмента.

Метод обкатки является универсальным, так как одним и тем же режущим инструментом нарезаются зубчатые колёса с различным числом зубьев. Основным инструментом является долбяк (колесо с зубьями эвольвентного профиля) или рейка с прямолинейными профилями зубьев (или червячная фреза). Преимуществами метода обкатки являются высокая производительность, большая точность и универсальность.

При нарезании зубчатого колеса методом огибания заготовка на станке взаимодействует с инструментом, воспроизводя зацепление двух зубчатых колёс. Такое зацепление называют станочным. В станочном зацеплении зубчатое колесо и его зубья получают свои окончательные геометрические формы и размеры в зависимости от формы и размеров инструмента, от способа его установки по отношению к обрабатываемой им заготовке.

Размеры инструмента, а также его положение относительно заготовки формируют и габариты нарезаемого зубчатого колеса. Обкатку инструментом по заготовке можно производить по любой прямой, параллельной ДПР. Допустим, что ИПК инструмента смещён таким образом, что ДПР отодвинута от центра или к центру заготовки на величину " b ". Это смещение на этапе проектирования зубчатого зацепления вводится в величину диаметра заготовки, вследствие чего при нарезании зубчатого колеса станочнику приходится увеличивать или уменьшать расстояние между центром заготовки и режущим инструментом. Смещение исходного контура пропорционально модулю и равно $b = xm$, где x – коэффициент смещения исходного контура инструмента, может быть положительным или отрицательным в зависимости от смещения инструмента.

Смещение будет положительным, когда инструмент удаляется от центра заготовки, и отрицательным, когда инструмент приближается к центру заготовки.

В зависимости от того, по какой прямой исходного контура и инструмента производится процесс обкатки, получается тот или иной вид зубчатых колёс:

- нулевые колёса (с равноделенным шагом) получаются при обкатке заготовки по средней делительной прямой исходного контура инструмента, т.е. при $x = 0$ (рис. 3, а);
- положительные колёса получаются при обкатке заготовки по прямой ИК, параллельной ДПР и отстоящей от неё на величину " b " от центра нарезаемого колеса (рис. 3, б);
- отрицательные колёса получаются при обкатке заготовки по прямой ИК инструмента, параллельной ДПР и отстоящей от неё на величину " b " в направлении к центру нарезаемого колеса (3, в).

Если обкатка осуществляется по ДПР, то толщина зуба (S) и ширина впадины (e) у нарезаемого зубчатого колеса по делительной окружности будут равны: $S = e = 0,5\pi m$.

При нарезании положительного колеса (рис. 3, б) толщина зуба по делительной окружности оказывается больше ширины впадины, что соответствует увеличению ширины впадины производящего контура по модульной прямой рейки (МПР). Толщина зуба по делительной окружности в этом случае примет значение:

$$S = e = 0,5\pi m \pm 2xm \operatorname{tg}\alpha^* . \quad (*)$$

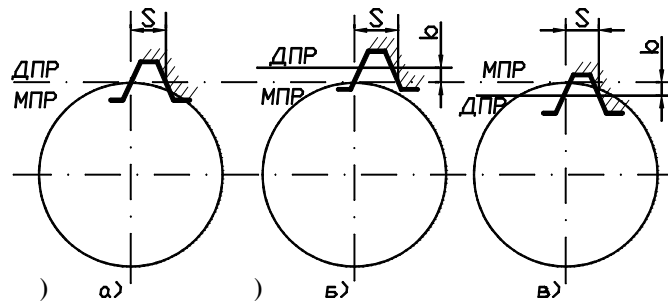


Рис. 3

Коэффициент смещения x в этом случае считается положительным.

При нарезании отрицательного колеса (рис. 3, в) коэффициент смещения считается отрицательной величиной. Толщина зуба по делительной окружности этого колеса определяется также по формуле (*) и, так как $x < 0$, оказывается меньше, чем у нулевого колеса.

На рис. 4 показано станочное зацепление при нарезании прямозубого нулевого колеса.

Порядок построения станочного зацепления.

1. Построить исходный производящий контур (ИПК).

1.1. Провести ДПР.

1.2. Провести тонкими линиями модульные прямые параллельно ДПР на расстоянии $h_a^* m$ сверху и снизу.

1.3. Построить зубья рейки, для чего от точки P влево и вправо отложить толщину зуба и ширину впадины, равные $S = e = 0,5p = 0,5\pi m$, где p – шаг режущего инструмента; P – полюс зацепления (точка касания ДПР с делительной окружностью заготовки радиуса $r_1 = 0,5mz_1$); O_1 – центр колеса (расстояние $O_1P = r_1$).

Зуб рейки состоит из прямолинейного участка и скругленных участков (у головки и ножки), образуемых сопряжением наклонной прямой с горизонтальной прямой (МПР) радиусом $\rho = 0,38m$. Центром закругления является точка "O".

2. Построить эвольвенту колеса.

2.1. Провести основную окружность радиуса $r_b = r_1 \cos \alpha$.

2.2. Провести теоретическую линию зацепления AB как касательную к основной окружности, проходящую через полюс P . Конец теоретической линии B уходит в бесконечность, так как радиус рейки равен бесконечности.

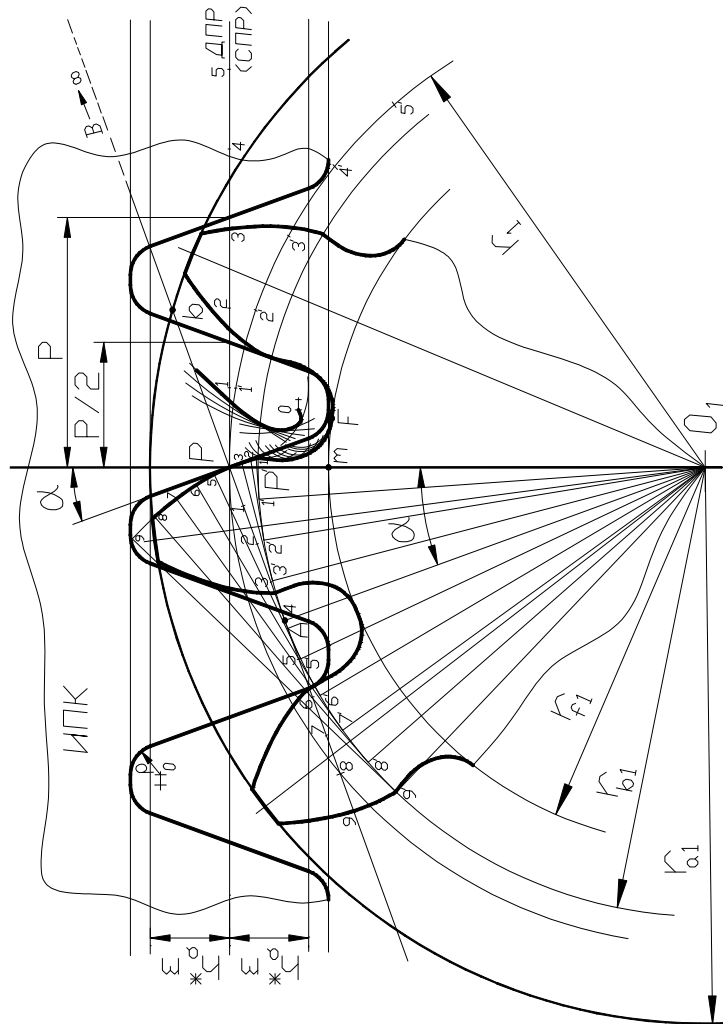
2.3. На основной окружности колеса от точки A отложить дугу $\cup AP'$, равную длине отрезка AP .

2.4. Делим прямую AP и дугу $\cup AP'$ на четыре равные части. На прямой AP получаем точки $P, 1, 2, 3, 4$, а на дуге $\cup AP'$ – точки $P', 1', 2', 3', 4'$. При этом длина $\cup 1'P' = 1P$; $\cup 1'2' = 12$; $\cup 1'3' = 13$ и т.д.

2.5. Такие же отрезки деления откладываются по другую сторону от точки A . На прямой получаем точки $5, 6, 7, 8 \dots$, на дуге – точки $5', 6', 7', 8' \dots$.

2.6. К радиусам $O_1 - 1', O_1 - 2', O_1 - 3'$ и т.д. в сторону полюса провести перпендикуляры, на которых отложить отрезки $11' - 1P, 22' - 2P$ и т.д.

2.7. Полученные точки $1, 2, 3, 4, 5, 6, 7$ соединить плавной кривой с помощью лекала. Получим эвольвенту зуба колеса, которую ограничить по высоте в точке пересечения её с окружностью вершин зубьев колеса, радиус которой равен $r_a = r + h_a^* m$.



3. Построить галтель ножки зуба колеса как огибающую семейства окружностей радиуса $\rho = 0,38m$, центры которой лежат на удлиненной эвольвенте, описываемой центром закругления головок O рейки.

3.1. Разбить делительную прямую рейки от полюса P на равные отрезки (через 10 мм) и отметить точки $1, 2, 3, 4, 5, 6, 7$ и т.д.

3.2. Такие же деления отложить на делительной окружности и получить точки $1', 2', \dots, 7'$. В процессе нарезания при перекачивании делительной прямой рейки по делительной окружности колеса через определенные промежутки времени точки 1 и $1'$, 2 и $2'$ и т.д. будут соприкасаться.

3.3. Измерить циркулем расстояние $1-O$ и провести дугу этим радиусом из центра 1^o . Затем радиусом $2-O$ провести дугу из центра 2 и т.д.

3.4. Построить удлиненную эвольвенту (УЭ) (траектория точки O) как огибающую к проведенным дугам (рис. 4).

3.5. Построить переходную кривую ножки зуба как огибающую к множеству дуг радиусом $0,38m$, проведенных из центров, находящихся на удлиненной эвольвенте.

3.6. Провести окружность впадин радиусом $r_f = r_1 - m(h_a^* + c^*) = m(0,5z - 1,25)$ (окружность впадин касается модульной прямой рейки в точке "m" и переходной кривой в точке "F").

3.7. Выделить практическую часть линии зацепления – отрезок ab (точка "a" – пересечение ГМПР с линией зацепления, точка "b" – пересечение окружности вершин колеса с теоретической линией зацепления). ГМПР – граничная модульная прямая рейки.

Из рисунка 4 видно, что полный профиль ножки зуба состоит из эвольвентной части (участок от делительной окружности до основной) и переходной кривой (галтели), которая соединяет эвольвентную часть с окружностью впадин.

При нарезании рейкой колеса с числом зубьев меньше 17 наблюдается подрез (срезается часть эвольвенты). В этом случае одна из точек практической линии зацепления (точка "a") находится за пределами теоретической линии зацепления AB . Подрезание – явление отрицательное, так как снижает прочность зуба из-за уменьшения толщины (рис. 5). Для устранения

подреза выполняется корригирование, т.е. колесо нарезается с положительным смещением инструмента относительно центра заготовки. Расчётные коэффициенты смещения выбираются так, чтобы при прочих равных условиях получить такие геометрические размеры колёс, при которых зубчатая передача обладает лучшими эксплуатационными свойствами.

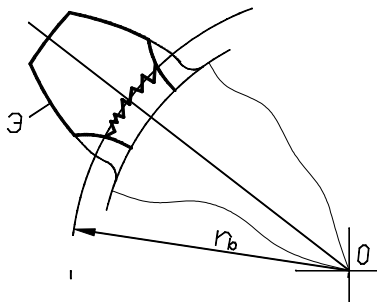


Рис. 5

РАСЧЁТ ГЕОМЕТРИИ ПРЯМОЗУБОГО ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С ВЫБОРОМ КОЭФФИЦИЕНТОВ СМЕЩЕНИЯ

Рассмотрим зубчатые механизмы (передачи), составленные из колёс с прямыми зубьями.

1. Нулевая зубчатая передача составляется из нулевых колёс ($x_1 = x_2 = 0$) или при условии $x_1 = -x_2$ (равносмещённая передача). Делительные окружности колёс нулевой зубчатой передачи касаются в полюсе P и в процессе зацепления перекапываются друг по другу без скольжения, т.е. одновременно являются и начальными окружностями колёс (рис. 6, а) $r_w = r = 0,5mz$.

Межосевое расстояние равно сумме радиусов делительных окружностей $a_w = r_1 + r_2 = 0,5mz_1(z_1 + z_2)$ и называется делительным межосевым расстоянием. Угол зацепления нулевой передачи $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

2. Положительная зубчатая передача может быть составлена из двух положительных зубчатых колёс $x > 0$ или из одного положительного и другого нулевого и, наконец, из одного положительного и другого отрицательного. В последнем случае коэффициент смещения положительного колеса по абсолютной величине должен быть больше, чем отрицательного. Делительные окружности колёс положительной зубчатой передачи не касаются друг друга, начальные окружности больше делительных, т.е. $r_w > r$, межосевое расстояние равно сумме радиусов начальных окружностей (рис. 6, б).

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = 0,5mz_\Sigma \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}.$$

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

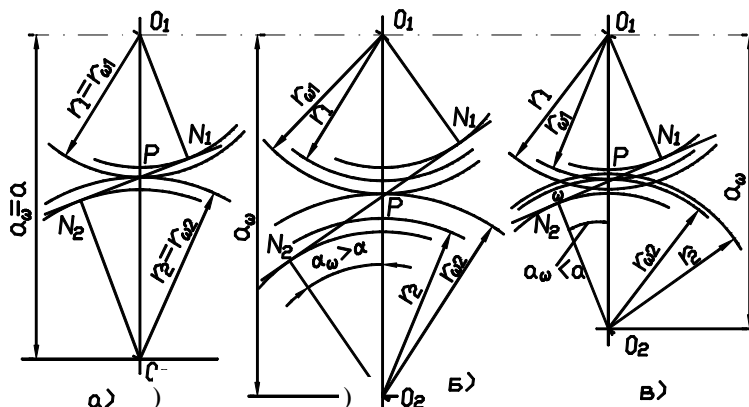


Рис. 6

3. Отрицательная зубчатая передача составляется из двух отрицательных зубчатых колёс, из одного отрицательного и другого нулевого или из одного отрицательного и другого положительного. В последнем случае коэффициент смещения отрицательного зубчатого колеса должен быть по абсолютной величине больше, чем положительного. Делительные окружности зубчатой передачи пересекаются (рис. 6, в). Радиусы делительных окружностей больше радиусов начальных окружностей ($r > r_w$); межосевое расстояние определяется по той же формуле, что и для положительной передачи. Для отрицательной передачи $a_w < a$ и $\alpha_w < \alpha$.

При проектировании следует учитывать особенности каждого вида передач. Наилучшими качествами обладают положительные зубчатые передачи вследствие того, что у них больше радиусы кривизны боковых поверхностей зубьев. Кроме того, при тех же значениях передаточного числа и модуля они имеют меньшие габариты и вес.

Нулевые передачи имеют худшие эксплуатационные качества, чем положительные. Однако в настоящее время они наиболее часто применяются в машинах, так как очень просто рассчитываются и удовлетворяют принципу сменности колёс. Самые плохие эксплуатационные качества имеет отрицательная передача.

Согласно ГОСТ 16532–70 зубчатая передача, у которой оба зубчатых колеса нулевые, называется зубчатой передачей без смещения, а зубчатая передача, у которой хотя бы одно колесо изготовлено со смещением, называется зубчатой передачей со смещением.

Два любых зубчатых колеса, изготовленные одной и той же инструментальной рейкой, могут образовать правильное плотное зубчатое зацепление, т.е. зацепление без боковых зазоров между зубьями. В беззазорном зацеплении как рабочие, так и нерабочие стороны зубьев находятся в контакте одновременно. При этом толщина зуба (S_w) по дуге начальной окружности одного колеса должна быть равна ширине впадины (e_w) по дуге начальной окружности второго и наоборот: $S_{w1} = e_{w2}$, $S_{w2} = e_{w1}$.

Основными величинами, характеризующими зацепление зубчатых колес являются: α_w – угол зацепления; $x_\Sigma = x_1 + x_2$ – суммарный коэффициент смещения; y – коэффициент воспринимаемого смещения; a – делительное межосевое расстояние.

В общем случае, в зависимости от значений указанных величин зубчатые зацепления классифицируются следующим образом:

- 1) номинальное зацепление ($\alpha_w = \alpha$, $x_1 = x_2 = 0$, $a_w = a$, $y = 0$);
- 2) равносмещённое зацепление ($\alpha_w = \alpha$, $x_1 = -x_2$, $a_w = a$, $y = 0$);
- 3) неравносмещённое зацепление ($\alpha_w \neq \alpha$, $x_\Sigma \neq 0$, $a_w \neq a$, $y > 0$).

Формулы для указанных зацеплений даны в табл.1.

Нарезая зубчатые колёса с различным смещением, можно получить зубчатую передачу с необходимыми свойствами. Не всегда удастся спроектировать зубчатый механизм, отвечающий требованиям конструкции при стандартном модуле (m).

Для оценки спроектированной зубчатой передачи приняты следующие качественные показатели: коэффициент удельного давления q , характеризующий влияние геометрических параметров на контактную прочность и выкрашивание зубьев; коэффициент перекрытия ϵ , показывающий характер нагружения зубьев; коэффициент относительного скольжения λ , определяющий влияние геометрических параметров на износ зубьев и заедание; коэффициент формы зуба y , характеризующий изгибную прочность зубьев.

Все эти качественные показатели являются функцией выбираемых коэффициентов смещения. Увеличивая коэффициенты смещения каждого колеса и их суммы, можно повысить контактную прочность передачи, так как при этом уменьшаются коэффициенты удельного давления; повысить износостойкость колёс и уменьшить их склонность к заеданию, так как уменьшаются коэффициенты скольжения; увеличить изгибную прочность зубьев, так как увеличивается коэффициент формы зуба. Но, с другой стороны, с увеличением коэффициентов смещения уменьшается коэффициент перекрытия. Выбирая расчётные коэффициенты смещения, следует учитывать конкретные условия работы проектируемой зубчатой передачи: её быстроходность, изменяемость или цикличность нагрузки, условия смазки и т.д.

Таблица 1

p ,	$p = \pi m$	$p = \pi m$	$p = \pi m$
r ,	$r_1 = 0,5mz_1$	$r_1 = 0,5mz_1$	$r_1 = 0,5mz_1$
	$r_2 = 0,5mz_2$	$r_2 = 0,5mz_2$	$r_2 = 0,5mz_2$
r_b ,	$r_{b1} = r_1 \cos \alpha$	$r_{b1} = r_1 \cos \alpha$	$r_{b1} = r_1 \cos \alpha$
	$r_{b2} = r_2 \cos \alpha$	$r_{b2} = r_2 \cos \alpha$	$r_{b2} = r_2 \cos \alpha$
S ,	$S_1 = 0,5 p$	$S_1 = 0,5 p + 2x_1 m \operatorname{tg} \alpha$	$S_1 = 0,5 p + 2x_1 m \operatorname{tg} \alpha$
	$S_2 = 0,5 p$	$S_2 = 0,5 p + 2x_2 m \operatorname{tg} \alpha$	$S_2 = 0,5 p + 2x_2 m \operatorname{tg} \alpha$
r_{f1} ,	$r_{f1} = r_1 - m(h_a^* + c^*)$	$r_{f1} = r_1 - m(h_a^* + c^* - x_1)$	$r_{f1} = r_1 - m(h_a^* + c^* - x_1)$
	$r_{f2} = r_2 - m(h_a^* + c^*)$	$r_{f2} = r_2 - m(h_a^* + c^* - x_2)$	$r_{f2} = r_2 - m(h_a^* + c^* - x_2)$

Продолжение таблицы

α_ω	$\alpha_\omega = \alpha$	$\alpha_\omega = \alpha$	$\text{inv } \alpha_\omega = \frac{2x_\Sigma \text{tg } \alpha}{z_\Sigma} + \text{inv } \alpha$
, α	$a = 0,5mz_\Sigma$	$a = 0,5mz_\Sigma$	$a = 0,5mz_\Sigma$
, α_ω	$a_\omega = a$	$a_\omega = a$	$a_\omega = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_\omega}$
, y	$y = 0$	$y = 0$	$y = \frac{a_\omega - a}{m}$
, Δy	$\Delta y = 0$	$\Delta y = 0$	$\Delta y = x_\Sigma - y$
, r_ω	$r_{\omega 1} = r_1$	$r_{\omega 1} = r_1$	$r_{\omega 1} = r_1 \left(1 + \frac{2y}{z_\Sigma} \right)$
	$r_{\omega 2} = r_2$	$r_{\omega 2} = r_2$	$r_{\omega 2} = r_2 \left(1 + \frac{2y}{z_\Sigma} \right)$
, h	$h_3 = 2mh_a^*$	$h_3 = 2mh_a^*$	$h_3 = (2h_a^* - \Delta y)m$
, h	$h = h_3 + c^* m$	$h = h_3 + c^* m$	$h = h_3 + c^* m$
, r	$r_{a1} = r_{f1} + h$	$r_{a1} = r_{f1} + h$	$r_{a1} = r_{f1} + h$
	$r_{a2} = r_{f2} + h$	$r_{a2} = r_{f2} + h$	$r_{a2} = r_{f2} + h$

Однако расчётные коэффициенты смещения любой зубчатой передачи прежде всего должны обеспечить отсутствие заклинивания, подреза и заострения зубьев, а также гарантировать минимально допустимую величину коэффициента перекрытия.

В общем случае при изготовлении колёс (z_1) и (z_2) со сдвигом режущего инструмента $x_1 \neq 0$; $x_2 \neq 0$; $x_1 + x_2 \neq 0$ монтажный угол зацепления не равен профильному углу исходного контура ($\alpha_\omega \neq \alpha$).

Монтажный угол зацепления определяется из зависимости

$$\alpha_\omega = \arccos \left[\frac{0,5(z_1 + z_2) \cos \alpha}{y + 0,5(z_1 + z_2)} \right],$$

где y – коэффициент воспринимаемого смещения, $y = \frac{(a_\omega - a)}{m}$

Величина суммарного коэффициента коррекции зацепления связана с величиной угла зацепления зависимостью:

$$x_\Sigma = \frac{(z_1 + z_2)}{2 \text{tg } \alpha} (\text{inv } \alpha_\omega - \text{inv } \alpha),$$

где $\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha$ – эвольвентная функция.

Полученная величина x_Σ может быть распределена между колёсами в общем случае произвольно. Однако с целью повышения сопротивляемости рабочих поверхностей заеданию и контактному разрушению рекомендуется значения этих коэффициентов выбирать по зависимостям:

$$x_1 = 0,5 \left[x_\Sigma - \frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1} y \right];$$

$$x_1 = x_\Sigma - x_1.$$

Если габариты зубчатой передачи не ограничиваются величиной a_ω , то коэффициенты коррекции назначаются из соображений повышения эксплуатационных показателей зубчатых колёс. Одним из таких показателей является отсутствие подрезания и заострения зубьев.

Для устранения подрезания зубьев при изготовлении колёс режущий инструмент сдвигают на величину $+xm$, где $x \geq x_n = (h_e^* - h_a^*) - 0,5z \sin \alpha$; z – число зубьев исправляемого колеса.

При большом положительном сдвиге режущего инструмента возможно пересечение эвольвент, образующих рабочие профили. Это явление называется заострением зуба (рис. 7). Для стандартного исходного контура предельное значение коэффициента смещения, превышение которого при изготовлении приводит к заострению зубьев, определяется из зависимости: $x_3 = 0,5z$.

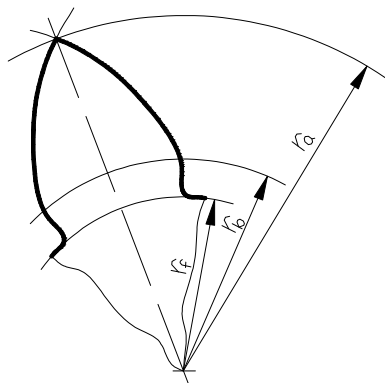


Рис. 7

Для любого исходного контура может быть применена зависимость:

$$x_{II} = \frac{2z(\operatorname{inv}\alpha_a - \operatorname{inv}\alpha) - \pi}{4\operatorname{tg}\alpha},$$

где $\alpha_a = \arccos \frac{r_b}{r_a}$.

Таким образом, назначаемые коэффициенты смещения должны выбираться из диапазона значений $x_{II} < x < x_3$.

Существуют несколько систем коррекции, обеспечивающих определенные свойства зацепления, а именно: отсутствие подрезания зубьев, обеспечение заданного межцентрового расстояния, повышенной контактной прочности зубьев и повышенной износостойкости. При инженерных расчётах можно воспользоваться рекомендациями табл. 2 и 3.

2. Свободный выбор межосевого расстояния

Условия	Коэффициенты смещения	
	x_1	x_2
$z_{1,2} \geq 30$	0	0
$14 \leq z_1 \leq 20$; $U > 3,5$	0,3	-0,3
$10 \leq z_{1,2} < 30$	0,5	0,5
$10 \leq z_1 < 30$; $z_2 \geq 30$	0,5	0

3. Вписывание в заданное межосевое расстояние

Условия	Коэффициенты смещения		
	x_1	x_2	x_Σ
$x_\Sigma \geq x_{\min}$; $z_2 \geq z_{\min}$	$x_1 = x_\Sigma$	0	$0 < x_\Sigma < 0,5$
$z_1 > 10$; $x_2 \geq x_{2\min}$	0,5	$x_2 = x_\Sigma - 0,5$	$0,5 < x_\Sigma$

ПОРЯДОК ПОСТРОЕНИЯ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

По вычисленным параметрам проектируемая зубчатая передача строится следующим образом:

1. Провести осевую линию и на ней выбрать центры колес O_1 и O_2 , полюс зацепления P (точка касания начальных окружностей), т.е.

$$O_1P + O_2P = a_{\omega} = r_{\omega 1} + r_{\omega 2},$$

где a_{ω} – межосевое расстояние; $r_{\omega 1}$; $r_{\omega 2}$ – соответственно радиус начальной окружности шестерни и колеса (рис. 8).

2. Провести делительные и основные окружности радиусами $r_{1,2}$ и $r_{b1,2}$

3. Построить теоретическую линию зацепления как касательную к основным окружностям, проходящую через полюс зацепления $P-AB$.

4. Построить эвольвенты зубьев 1-го и 2-го колёс.

Построение эвольвенты 1-го колеса:

– на основной окружности от точки A провести дугу $\cup AP'$, равную длине отрезка AP ;

– разделить прямую AP и дугу $\cup AP'$ на четыре равные части. На прямой получаются точки $P, 1, 2, 3, 4$, а на дуге – точки $P', 1', 2', 3'$. При этом $1P = \cup 1'P'$; $2P = \cup 2'P'$ и т.д.;

– такие же отрезки деления откладываются по другую сторону от точки A . На прямой отмечаются точки $5, 6, 7, 8, \dots$, на дуге – точки $5', 6', 7', 8', \dots$;

– к радиусам O_1-1' , O_1-2' и т.д. в сторону полюса восстановить перпендикуляры, на которых отложить отрезки $1'1'' = 1P$, $2'2'' = 2P$ и т.д.

– точки $P', 1'', 2'', 3'', 4'', 5'', 6'', 7'', 8''$ соединяем лекальной кривой. Построенную эвольвенту ограничиваем по высоте зуба в точке пересечения эвольвенты с окружностью вершин зубьев (r_{a1});

– выделить практическую часть линии зацепления ab (пересечение окружностей вершин с теоретической линией зацепления).

Аналогично строится эвольвента зубьев 2-го колеса.

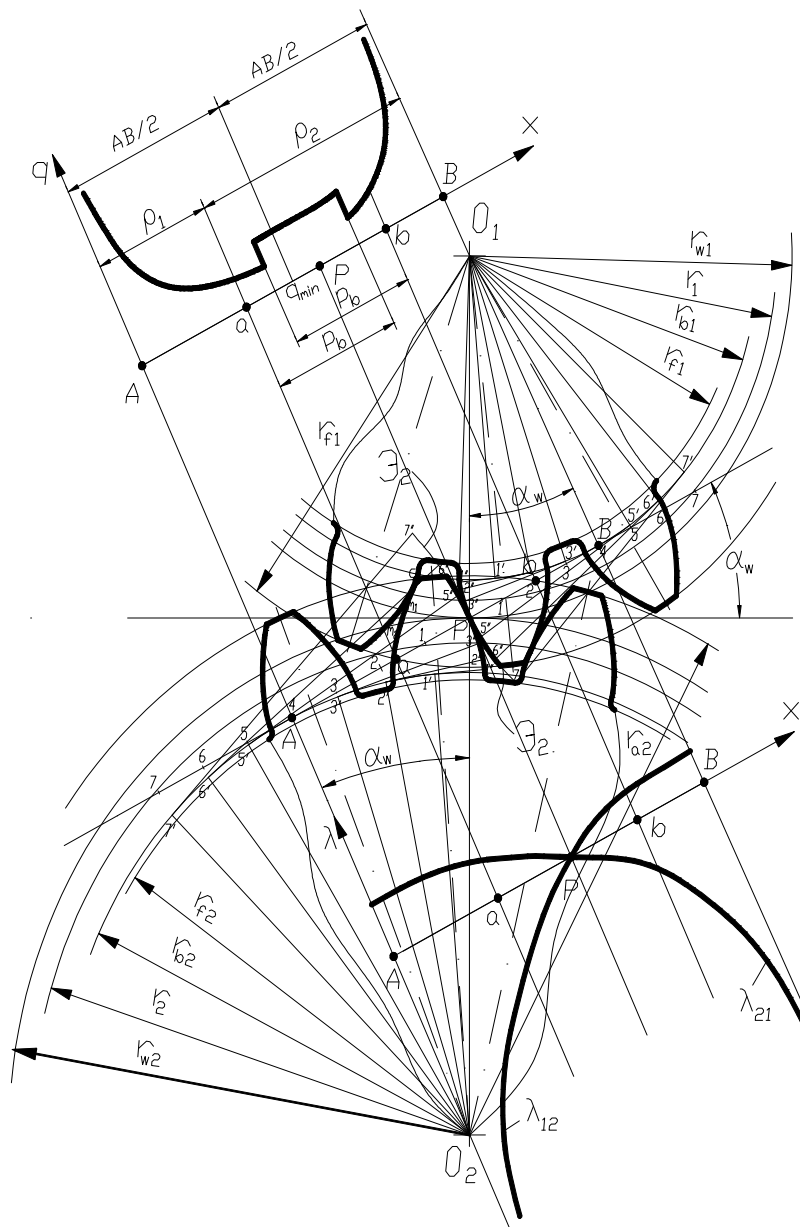


Рис. 8

5. Построить ножку зуба. Профиль ножки зуба колеса состоит из эвольвентной части и переходной кривой (галтели), которая соединяет эвольвентную часть с окружностью впадин. На практике пользуются упрощённым методом построения, для чего:

- проводим окружности впадин для 1-го и 2-го колёс соответствующими радиусами r_{f1} и r_{f2} ;
- от точек пересечения эвольвенты с основными окружностями в направлении O_1 и O_2 проводим радиальные прямые;
- строим сопряжение этих радиальных прямых с окружностями впадин радиусом $r = 0,2m$.

6. Построить полный зуб, для чего:

- по дуге делительной окружности (от точки пересечения эвольвенты с делительной окружностью) отложить толщину зуба, определяемую по формуле: $S_{1,2} = \frac{\pi m}{2} \pm 2x_{1,2} m \operatorname{tg} \alpha$; и толщину впадины, определяемую по формуле: $e_{1,2} = \frac{\pi m}{2} - S_{1,2}$;
- провести оси симметрии зубьев и построить полные зубья (с левым и правым профилями) первого и второго зубчатых колёс, используя шаблон.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

1. Коэффициент перекрытия определяется по формуле:

$$\varepsilon = \frac{ab}{p_b},$$

где ab – активная часть линии зацепления (определяется графически); $p_b = \pi m \cos \alpha$ – шаг по основной окружности; $\alpha = 20^\circ$.

Коэффициент перекрытия определяет количество пар зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. Для плавной и безударной работы зубчатой пары должно быть выполнено условие непрерывности смены зубчатых профилей, т.е. вторая пара зубчатых профилей должна войти в зацепление раньше, чем первая пара выйдет из зацепления. При проектировании зацепления коэффициент перекрытия берут равным не менее 1,1. Если, например, $\epsilon = 1,3$, т.е. $1 < \epsilon < 2$, в зацеплении находятся попеременно одна или две пары профилей. При помощи коэффициента перекрытия можно определить тот участок активной части линии зацепления, на котором производится зацепление одной пары зубьев, а также зацепление двух пар профилей. Для этого откладываем от крайних точек a и b активной части линии зацепления отрезки al , bk , равные длине основного шага (p_b), Получаем участки ab , lb и lk (рис. 9).

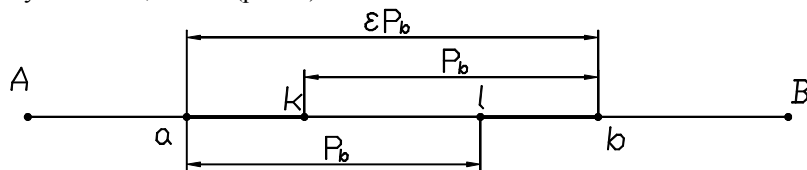


Рис. 9

Так как $ab = \epsilon p_b$, то будем иметь:

$$ak = lb = \epsilon p_b - p_b = (\epsilon - 1)p_b; \quad kl = (2 - \epsilon)p_b.$$

На участках ak и lb происходит одновременное зацепление двух пар профилей.

2. Коэффициент относительного скольжения зубьев.

Профили, находящиеся во взаимном зацеплении, называются сопряжёнными (рис. 8). Пусть эти профили касаются в точке c , лежащей на образующей прямой AB . Выберем на этих профилях точки m_1 , m_2 , лежащие на начальных окружностях. Отрезок cm_1 профиля 1 и отрезок cm_2 профиля 2 не равны между собой. В процессе зацепления профилей наблюдается не только качение, но и скольжение профиля по профилю. В самом деле, при движении точек m_1 и m_2 к полюсу они проходят равные пути m_1P и m_2P . Одновременно с этим дуга cm_2 перемещается по дуге cm_1 . Так как эти дуги не равны, то качение профилей сопровождается скольжением. Скольжение профилей влияет на износ зубьев, уменьшая тем самым и износостойкость зубчатых передач. Для оценки взаимного скольжения профилей зубьев пользуются коэффициентом скольжения, величину которого можно рассчитать по аналитическим зависимостям:

$$\lambda_{12} = \frac{v_1 t - v_2 t}{v_1 t} = 1 - \frac{v_2 t}{v_1 t} = 1 - \frac{\omega_2 \rho_2}{\omega_1 \rho_1} = 1 - U_{21} \frac{\rho_2}{\rho_1};$$

$$U_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad \text{или} \quad \lambda_{12} = 1 + U_{12} - N_1 N_2;$$

$$\lambda_{21} = \frac{v_2 t - v_1 t}{v_2 t} = 1 - \frac{v_1 t}{v_2 t} = 1 - \frac{\omega_1 \rho_1}{\omega_2 \rho_2} = 1 - U_{12} \frac{\rho_1}{\rho_2},$$

где $\rho_1 + \rho_2 = AB$ – теоретическая линия зацепления; ρ_1 , ρ_2 – радиусы кривизны сопряженных профилей; λ – коэффициент относительного скольжения, изменяется в пределах от +1 (на головке зуба) до $-\infty$ (на ножке зуба), (рис 8); U – передаточные функции.

В полюсе P $\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$, тогда $\lambda = 1 - \frac{\omega_2 \omega_1}{\omega_1 \omega_2} = 0$.

3. Коэффициент удельного давления.

Взаимодействие двух прямых зубьев, передающих нагрузку, сопровождается смятием поверхностей этих зубьев в зоне касания. Если эвольвентные поверхности зубьев условно принять за поверхности круглых цилиндров, радиусы которых равны радиусам кривизны эвольвентных поверхностей в точке их касания, то для определения возникающего при этом наибольшего, удельного давления (напряжения смятия) можно будет условно использовать известную формулу Герца:

$$\sigma_{см} = 0,418 \sqrt{\frac{P_n E_{np}}{b \rho_{np}}},$$

где P_n – равнодействующая распределенной нагрузки по контактной линии, направленная по линии зацепления, Н; $E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости, кг/мм²; E_1, E_2 – модули упругости материалов колёс, кг/мм²; $\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$ –

приведенная кривизна в 1/мм (знак "минус" для внутреннего зацепления); ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны эвольвентных профилей колёс в точке касания, мм; b – ширина обода колеса, мм.

Чтобы охарактеризовать влияние геометрической формы зуба на удельное давление $\sigma_{см}$, независимо от величины модуля, установим понятие о коэффициенте удельного давления как об отношении модуля к приведённому радиусу кривизны, обозначив величину его буквой q . Поэтому

$$\sigma_{см} = 0,418 \sqrt{\frac{P_H E_{пр}}{bm}} \sqrt{q}.$$

В этой формуле только второй корень множителя зависит от формы зубьев. Коэффициент q характеризует взаимодействие двух зубьев у колёс передачи одновременно. В общем виде будем иметь:

$$q = \frac{m}{\rho_{пр}},$$

где $\rho_{пр} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$;

Тогда

$$q = \frac{m(\rho_1 + \rho_2)}{\rho_1 \rho_2} = \frac{me}{\rho_1(e - \rho_1)},$$

где ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны профилей зубьев в точке зацепления.

На рисунке 8 представлена диаграмма изменения коэффициента q в зависимости от радиуса кривизны ρ . Из рисунка видно, что $\rho_1 + \rho_2 = AB = e$. В зоне однопарного зацепления значение коэффициента удельного давления удваивается. В середине теоретической линии зацепления коэффициент q имеет минимальное значение

$$q_{\min} = \frac{8}{z_{\Sigma} \operatorname{tg} \alpha_{\omega} \cos \alpha}.$$

При расчёте зубьев на прочность большое значение имеет коэффициент q_P в полюсе зацепления

$$q_P = \frac{2z_{\Sigma}}{z_1 z_2 \operatorname{tg} \alpha_{\omega} \cos \alpha},$$

где $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ КОЛЁСАМИ

Планетарные механизмы проектируются соосными и многосателлитными, что обеспечивает разгрузку центральных валов механизма от усилий. Такие конструкции компактны, удобны в сборке, бесшумны и надежны в работе. Основное преимущество планетарных механизмов по сравнению с механизмами, имеющими неподвижные оси колёс, заключается в том, что они позволяют осуществить больше передаточные отношения при меньших габаритах и обладают достаточно высоким коэффициентом полезного действия. Конструкции планетарных механизмов многовариантны, однако их можно привести к четырём основным типам (рис. 10):

– тип I (рис. 10, а) редуктор Джеймса – планетарная однорядная передача с одновенцовым сателлитом, с одним внешним и одним внутренним зацеплением. Передаточное отношение находится в диапазоне $U_{1H} = 3 \div 10$, и оно всегда положительно;

– тип II (рис. 10, б) планетарная двухрядная передача со сдвоенными сателлитами, одним внешним и одним внутренним зацеплением. Передаточное отношение находится в диапазоне $U_{1H} = 7 \div 25$, и оно всегда положительно;

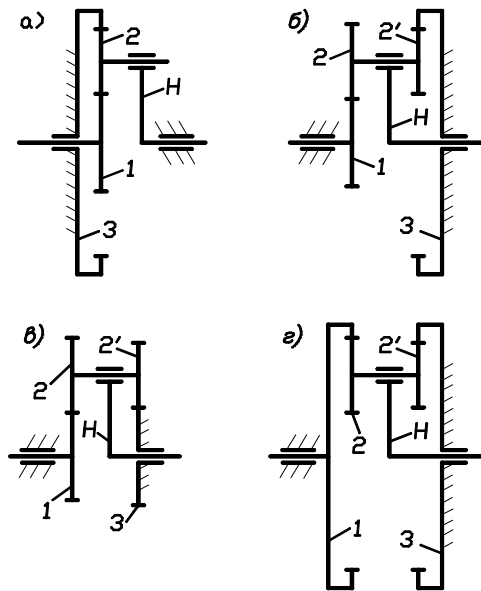


Рис. 10

- тип III (рис. 10, в) редуктор Давида – планетарная передача со сдвоенными сателлитами и двумя внешними зацеплениями;
- тип (рис. 10, г) редуктор Давида – планетарная передача со сдвоенными сателлитами и двумя внутренними зацеплениями.

Знак передаточного отношения редукторов типа III и IV может быть как положительным, так и отрицательным, в зависимости от отношения чисел зубьев колёс. Если $\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} \rightarrow 1$, то $U_{1H} \rightarrow 0$, а $U_{H1} \rightarrow \infty$. Эти редукторы используются в диапазоне $U_{1H} = 100 \div 5000$ в несилowych передачах, так как КПД их очень низкий (около 10 %).

Передаточное отношение планетарных механизмов определяется аналитическим и графическим методами.

Аналитический метод состоит в том, что механизму мысленно сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью, равной по величине угловой скорости водила, но противоположное ей по направлению $\omega = -\omega_H$. При этом водило останавливается и механизм превращается в простую многоступенчатую передачу, называемую обращённым механизмом. Передаточное отношение обращённого механизма определяется обычными методами. Выражение для определения передаточного отношения планетарного механизма называется формулой Виллиса

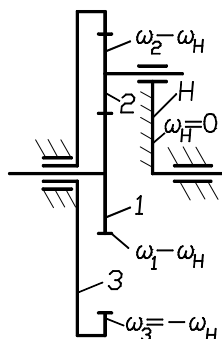
$$U_{1H} = 1 - U_{13}^H,$$

где U_{1H} – передаточное отношение планетарного механизма от солнечного колеса к водилу; U_{13}^H – передаточное отношение обращённого механизма (рис. 11).

$$U_{13}^H = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = -\frac{z_3}{z_1}.$$

Следовательно, для редуктора Джеймса

$$U_{1H} = 1 - \left(-\frac{z_3}{z_1}\right) = 1 + \frac{z_3}{z_1}.$$



Формула Виллиса справедлива, если ведущим является солнечное колесо. В случае с ведущим водилом передаточное отношение определяется равенством

$$U_{H1} = \frac{1}{U_{1H}}.$$

Графический метод основан на использовании планов линейных и угловых скоростей планетарного механизма. Для их построения пользуются следующими положениями теоретической механики:

- вращающееся тело имеет мгновенный центр скоростей, в котором линейная скорость равна нулю;
- если цилиндр перекачивается без скольжения по неподвижной поверхности, то линейная скорость точки касания равна нулю;
- при отсутствии скольжения точки касания двух тел имеют одинаковые линейные скорости;
- угловые скорости пропорциональны тангенсам углов наклона линий распределения линейных скоростей к линии радиусов.

Построение планов линейных и угловых скоростей покажем на следующем примере (рис. 12).

Вычерчиваем план механизма в масштабе $\mu_l \left[\frac{\text{М}}{\text{ММ}} \right]$. Задаем прямоугольной системой координат xOy у которой ось Ox совпадает с центральной осью механизма. Проецируем на ось Oy характерные точки механизма A, B, C и получаем соответствующие точки a, b, c .

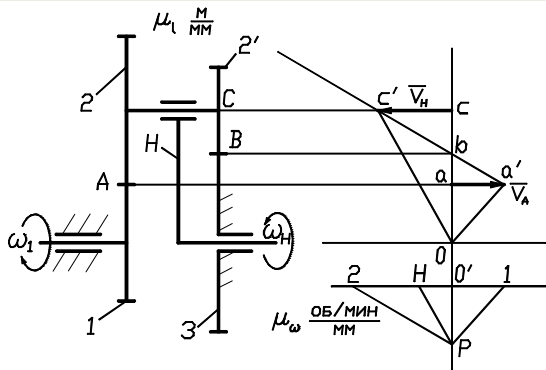


Рис. 12

Далее изображаем известную окружную скорость \bar{V}_A точки A механизма вектором aa' произвольной длины. Соединяя конец этого вектора с точкой на оси вращения первого колеса O , имеющей окружную скорость $\bar{V}_O = 0$, получаем линию распределения линейных скоростей точек колеса 1 .

В точке A линейные скорости звеньев 1 и 2 равны между собой. Также известно, что мгновенным центром вращения блока сателлитов является точка B . Следовательно, соединив точки a' и b , получим линию распределения линейных скоростей точек блока сателлитов.

Очевидно, что линейные скорости сателлита и водила в точке C одинаковы, т.е. вектор cc' выражает скорость точки C блока сателлитов и водила. Соединив конец этого вектора с центром вращения – точкой O , получим линию распределения линейных скоростей точек водила.

Тангенсы углов наклона линий Oa' , $a'c'$ и $c'O$ к оси Oy пропорциональны угловым скоростям соответственно колеса 1 , сателлитов 2 и водила H . Для построения плана угловых скоростей проводим горизонтальную линию и на некотором расстоянии от нее выбираем полюс P . Из полюса проводим лучи, параллельные линиям Oa' , $a'c'$ и $c'O$ до пересечения с горизонтальной линией. Получим точки $1, 2$, и H . Отрезки $O'1$, $O'2$, и $O'H$ пропорциональны угловым скоростям, например

$$\omega_H = O'H\mu_\omega,$$

где $\mu_\omega = \frac{\omega_1}{O'1} \left[\frac{1}{\text{с} \cdot \text{мм}} \right]$ – масштабный коэффициент плана угловых скоростей.

Передаточное отношение от солнечного колеса к водилу определится как

$$U_{1H}^3 = -\frac{O'1}{O'H}.$$

Передаточное отношение имеет знак минус, так как отрезки расположились по разные стороны от O' . Из плана угловых скоростей видно, что сателлиты и водило вращаются в одну сторону, а солнечное колесо в другую.

При проектировании планетарных механизмов считают передаточное отношение заданным. Все колёса имеют одинаковый модуль m . В этом случае проектирование сводится к подбору чисел зубьев колёс и количества сателлитов. При решении этой задачи требуется учитывать следующие условия:

- условие соосности, входного и выходного валов механизма, т.е. межосевое расстояние первой передачи должно быть равно межосевому расстоянию второй передачи $a_{\omega 1} = a_{\omega 2}$;

- условие совместности, или соседства, которое учитывает возможность свободного размещения сателлитов без соприкосновения их друг с другом. Это условие будет выполнено, если расстояние между осями сателлитов будет больше диаметра окружности вершин сателлитов, т.е. $AB > 2r_{a2}$.

- условие сборки с симметрией зон зацепления, т.е. условие размещения сателлитов с равными углами γ между их осями (рис. 13)

$$\gamma = \frac{360^\circ}{p}, \text{ где } p - \text{ число сателлитов.}$$

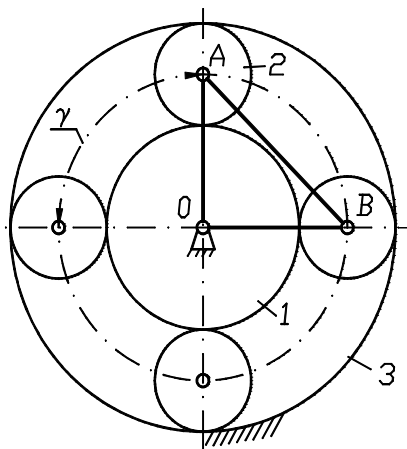


Рис. 13

Указанные условия для основных типов планетарных механизмов приведены в табл. 4.

4. Указанные условия для основных типов планетарных механизмов

Тип редуктора	I	II	III	IV
Условие соосности	$z_1 + 2z_2 = z_3$	$z_1 + z_2 + z_{2'} = z_3$	$z_1 + z_2 = z_{2'} + z_3$	$z_1 - z_2 = z_3 - z_2$
Условие соседства	$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{p} > z_2 + 2$	при $U_{1H} > 4$ $(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{p'} > z_{2'} + 2$; при $U_{1H} < 4$ $(z_3 - z_{2'}) \sin \frac{\pi}{p'} > z_{2'} + 2$;	$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{p} > z_2 + 2$ или $(z_3 + z_{2'}) \sin \frac{\pi}{p} > z_2 + 2$ рас- считывается для пары колёс, у которой меньше радиус центрального колеса	Почти всегда один блок сателлитов
Условие сборки	$z_1 + z_3 = kp$	$U_{1H} \frac{z_1 z_{2'}}{D} = kp'$	$U_{1H} \frac{z_1 z_{2'}}{D} = kp'$	-

Примечание: в формулах p – число сателлитов; p' – число пар сателлитов (число блоков); D – наибольший общий делитель чисел зубьев z_1 и z_2 ; k – целое число.

При подборе чисел зубьев колёс планетарного редуктора для получения однозначного решения пользуются следующими условиями:

- зубчатые колёса должны образовывать неисправленное (нормальное) зацепление;

– угол зацепления $\alpha = 20^\circ$, высота головок зубьев $h_f = m$;

– условие отсутствия заклинивания зацепления, которое заключается в том, что число зубьев на меньшем колесе не должно быть меньше, чем для внешнего зацепления

$$z_{1\min} = 2 \frac{\sqrt{U_{12}^2 + (2i_{12} + 1)\sin^2 \alpha} + U_{12}}{(2U_{12} + 1)\sin^2 \alpha},$$

для внутреннего зацепления

$$z_{2\min} = 2 \frac{\sqrt{U_{23}^2 - (2i_{23} - 1)\sin^2 \alpha} + U_{23}}{(2U_{23} - 1)\sin^2 \alpha}.$$

В этих формулах передаточное отношение берётся по модулю и предполагается равным единице или больше единицы. Подбор чисел зубьев колёс и числа сателлитов проводится в следующей последовательности:

- из условия соосности и формулы для передаточного отношения выразить передаточные отношения U_{12}^H и U_{23}^H ;
- определить минимальные числа зубьев колёс из условия отсутствия заклинивания передачи;
- вычислить числа зубьев всех колёс;
- проверить условие соосности;
- на основе рекомендаций табл. 5 выбрать число сателлитов в зависимости от передаточного отношения планетарного редуктора;

Таблица 5

Передаточное отношение	15	7	5	4	3,5	3,3
Максимальное число сателлитов, p	3	4	5	6	7	8

- проверить условие соседства;
- проверить условие сборки.

При невыполнении условия сборки или соседства уменьшают число сателлитов на единицу.

ПРИМЕР ПОДБОРА ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Спроектировать одноступенчатый однорядный редуктор типа Джеймса с передаточным отношением $U_{1H}^3 = 6$.

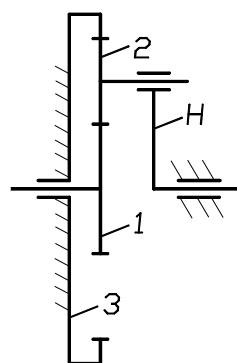
1. Определяем передаточное отношение U_{13}^H от колеса 1 к колесу 3 при остановленном водиле H, используя формулу Виллиса

$$U_{13}^H = 1 - U_{1H}^3 = 1 - 6 = -5 = |5|.$$

2. Определяем передаточное отношение U_{12}^H от колеса 1 к колесу 2 при остановленном водиле H. Учитывая, что $z_3 = z_1 U_{13}^H$ и условие соосности $z_1 + 2z_2 = z_3$, получим

$$z_1 + 2z_2 = z_1 U_{13}^H,$$

откуда



$$U_{12}^H = \frac{z_2}{z_1} = \frac{U_{13}^H - 1}{2} = \frac{5 - 1}{2} = 2.$$

3. Определяем передаточное отношение U_{23}^H от колеса 2 к колесу 3 при остановленном водиле H. Так как $z_1 = \frac{z_2}{U_{12}^H}$, то из условия соосности получим $\frac{z_2}{U_{12}^H} + 2z_2 = z_3$, откуда

$$U_{23}^H = \frac{z_3}{z_2} = \frac{1 + 2U_{12}^H}{U_{12}^H} = \frac{1 + 2 \cdot 2}{2} = 2,5.$$

4. Находим наименьшие допустимые числа зубьев на:
– колесе 1:

$$z_{1\min} = 2 \frac{\sqrt{U_{12}^2 + (2U_{12} + 1)\sin^2 \alpha} + U_{12}}{(2U_{12} + 1)\sin^2 \alpha} = 2 \frac{\sqrt{2^2 + (2 \cdot 2 + 1)0,117 + 2}}{(2 \cdot 2 + 1)0,117} = 14,2,$$

т. е. должно быть $z_1 \geq 15$;
– колесе 2.

$$z_{2\min} = 2 \frac{\sqrt{U_{23}^2 - (2U_{23} - 1)\sin^2 \alpha} + U_{23}}{(2U_{23} - 1)\sin^2 \alpha} = 2 \frac{\sqrt{2,5^2 - (2 \cdot 2,5 - 1)0,117 + 2,5}}{(2 \cdot 2,5 - 1)0,117} = 20,9,$$

т.е. должно быть $z_1 \geq 21$;

5. Производим подбор чисел зубьев на колёсах. Так как зацепление колёс должно быть неисправленным, принимаем $z_1 = 17$, тогда

$$z_2 = z_1 U_{12}^H = 17 \cdot 2 = 34, \quad z_3 = z_2 U_{23}^H = 34 \cdot 2,5 = 85.$$

6. Проверяем условие соосности: $z_3 = z_1 + 2z_2 = 17 + 2 \cdot 34 = 85$, т.е. условие выполняется.

7. По табл. 5 ориентировочно задаёмся числом сателлитов $p = 4$. Проверяем условие соседства:

$$\sin \frac{180}{p} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}; \quad \sin \frac{180}{4} > \frac{34 + 2}{17 + 34}; \quad 0,707 > 0,706, \text{ т.е. условие выполняется.}$$

8. Проверяем условие сборки: $z_1 + z_3 = kp$.

$\frac{17 + 85}{4} = 25,5$ так как k должно быть целым числом, то принятое количество сателлитов $p = 4$ не подходит. Принимаем $p = 3$, тогда

$$\frac{17 + 85}{3} = 34, \text{ т.е. условие выполняется.}$$

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М. : Наука, 1975. – С. 640.
2. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / А.С. Коренько и др. – Киев : Вища школа. – 1970. – С. 330.
3. Попов, С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин / С.А. Попов. – М., 1936. – С. 295.
4. Теория механизмов / под ред. В.А. Гавриленко. – М., 1973. – С. 510.
5. Зубчатые передачи : справочник / под общ. ред. Е.Г. Гинзбурга. – Л., 1980. – С. 415.
6. Справочник по корригированию зубчатых колёс / Т.П. Болотовская и др. – М., 1962. – С. 216.
7. Волков, Д.П. Планетарные, волновые и комбинированные передачи строительных и дорожных машин / Д.П. Волков, А.Ф. Крайнев. – М., 1968. – С. 272.
8. Кудрявцев, В.Н. Планетарные передачи / В.Н. Кудрявцев. – М.-Л., 1960. – С. 308.