

## 5. Передачи с зацеплением Новикова

### 5.1. Недостатки эвольвентного зацепления

Эвольвентная система зацепления, получившая широчайшее распространение, имеет некоторые недостатки:

- малые приведенные радиусы кривизны рабочих поверхностей зубьев и, следовательно, ограниченное сопротивление контактной усталости;
- повышенную чувствительность к перекосам в связи с линейным контактом зубьев;
- скольжение рабочих поверхностей зубьев и поэтому потери на трение в зацеплении.

Всё это заставляет искать способы передачи энергии свободные от этих и других недостатков. Одним из таких вариантов являются передачи с круговым зацеплением, разработанные в 1954г. М.Л. Новиковым.

### 5.2. Принцип работы передач с зацеплением Новикова

Эти передачи относятся к передачам зацеплением непосредственного контакта. Применяются тогда, когда оси вращения шестерни и колеса параллельны или пересекаются в одной плоскости, то есть передача с таким зацеплением может быть цилиндрическая или коническая. Наибольшее распространение получила цилиндрическая передача.

Профили зубьев колёс передачи очерчены дугами окружности. Один из них, чаще всего профиль зуба ведущего колеса, выпуклый, а другой - вогнутый. Без нагрузки касание таких зубьев происходит в точке. Это возможно только тогда, когда радиус вогнутого зуба  $r_2$  несколько больше, чем выпуклого  $r_1$  (рис. 5.1).

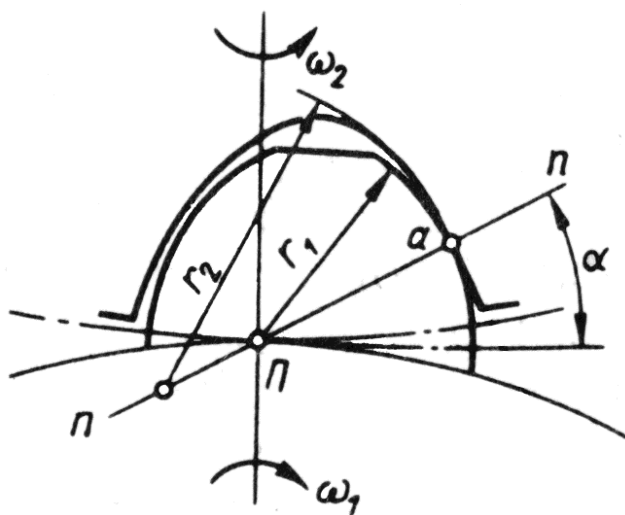


Рис.5.1. Касание зубьев в зацеплении Новикова

В каждом сечении касание происходит лишь одно мгновение: после поворота шестерни даже на самый малый угол в этом сечении появляется зазор и точка касания по линии контакта (её называют ещё линией зацепления) смещается вдоль зуба к следующему его сечению. Поэтому передачи с зацеплением Новикова могут быть только косозубыми.

Так как во всех сечениях форма и размеры зубьев не изменяются, расстояние между контактной и полюсной линиями остаётся постоянным.

*Полюс – это точка пересечения общей касательной к начальным окружностям колёс и линии центров этих колёс.*

Таким образом, линия зацепления параллельна полюсной линии и отстоит от неё на  $\Gamma_1 = \Gamma_{\text{вып.}}$ .

Если линия зацепления располагается за полюсной линией по направлению вращения ведущей шестерни (см. рис.5.1), то зацепление называют за-  
полюсным, а если линия зацепления расположена до полюсной – дополюс-  
ным. Признаком заполюсного зацепления является выпуклый профиль веду-  
щей шестерни и вогнутый ведомого колеса. У дополюсного зацепления всё  
наоборот: вогнутый профиль у ведущей шестерни и выпуклый у ведомого  
колеса. Получается, что одна и та же пара может иметь заполюсное или до-  
полюсное зацепление в зависимости от того, какое из колёс является веду-  
щим.

Если выполнить зуб так, чтобы одна часть его профиля была выпуклой,  
а другая – вогнутой, то зубья будут зацепляться и за полюсом, и до полюса  
(рис.5.2).

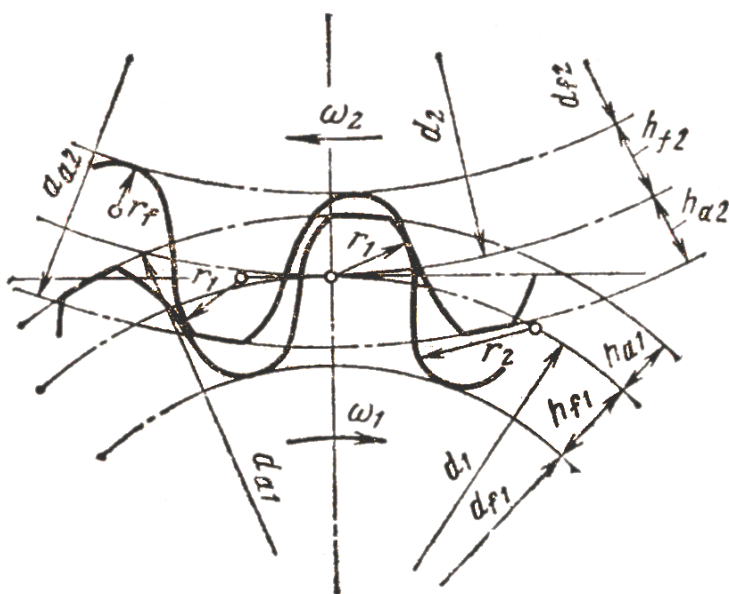


Рис.5.2. Дозаполюсное зацепление  
Новикова

Такое зацепление назы-  
вают дозаполюсным. Зубья  
колёс в этом случае имеют  
одинаковый профиль выпук-  
лый у головки и вогнутый у  
ножки. Зацепление происхо-  
дит по двум линиям одновре-  
менно: у одной пары в зацеп-  
лении находятся головка ше-  
стерни и ножка колеса – это  
заполюсное зацепление, а у  
другой пары – ножка зуба ше-  
стерни и головка зуба ведомо-  
го колеса – это дополюсное  
зацепление. Контакты пар  
смещены относительно друг  
друга.

После приработки и под нагрузкой в результате упругих деформаций  
контакт зубьев в передаче с зацеплением Новикова переходит из точечного в

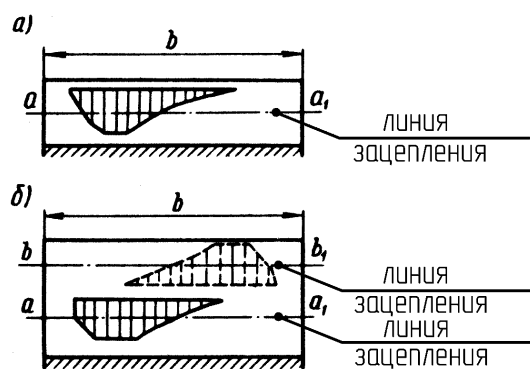


Рис.5.3. Пятно контакта в  
зацеплении Новикова

контакт по пятну. Это пятно перемещает-  
ся по одной линии контакта у заполюсно-  
го или дополюсного зацеплений  
(рис.5.3а), и по двум линиям контакта у  
дозаполюсного зацепления (рис.5.3.б). Во  
втором случае контактируют одновремен-  
но две разные пары зубьев, поэтому на  
рисунке 5.3.б верхнее пятно контакта по-  
казано условно штриховой линией.

Таким образом, во время работы  
происходит перекачивание профилей

парных зубьев вдоль линии зацепления. Скорость перекатывания  $V_k$  превышает окружную скорость колеса  $V$

$$V_k = V \operatorname{ctg} \beta,$$

где  $\beta$  - угол наклона зуба.

Вектор этой скорости направлен почти перпендикулярно линии начального контакта зубьев. Это создаёт благоприятные условия для образования между контактирующими поверхностями зубьев масляного клина. В результате повышается КПД передачи.

Но высокие скорости относительного движения зубьев и действующие нагрузки приводят к нагреву элементов передачи Новикова и усиливают склонность к заеданию.

### 5.3. Возможности передач с зацеплением Новикова

Испытания показали, что несущая способность выше у дозаполюсной передачи по сравнению с заполюсной (доплюсной) по контактной и изгибной выносливости. В дозаполюсной передаче меньше диспропорция между контактной и изгибной прочностью зубьев и она более надёжна при переменных нагрузках, менее склонна к заеданию вследствие погрешностей во взаимном расположении зубьев, менее виброактивна. Для нарезания зубьев дозаполюсной передачи необходим один инструмент, так как зубья шестерни и колеса имеют одинаковый профиль. Всё это послужило причиной того, что применение дозаполюсного зацепления является предпочтительным.

В сравнении с эвольвентным зацеплением нагрузочная способность дозаполюсного зацепления в 1.5...1.7 раза выше по контактной выносливости, но несколько ниже по изгибу зуба. Поэтому передачи с зацеплением Новикова следует применять тогда, когда работоспособность передачи определяется контактной усталостью зубьев.

Стальные цилиндрические передачи с одной линией контакта применяют при работе с постоянной или малоизменяющейся нагрузкой при скоростях до 12м/с. Для обеспечения приработки и упругих деформаций в зоне контакта твёрдость рабочих поверхностей зубьев следует ограничивать величиной не превышающей  $HV \leq 350$ . Обычно модуль таких передач не выше 12мм.

Передачи с двумя линиями зацепления применяют при переменных по величине нагрузках, скорости до 20м/с, твёрдости рабочих поверхностей зубьев не выше  $HV \leq 350$ , модуль не более 16мм.

Возможности по мощности и передаточному числу аналогичны косозубым цилиндрическим эвольвентным передачам. КПД пары можно принимать 0.98...0.99.

Передача весьма чувствительна к изменению межосевого расстояния.

### 5.4. Особенности расчёта передач с зацеплением Новикова

#### 5.4.1. Геометрические параметры

Зубчатые колёса с зацеплением Новикова обычно нарезают без смещения инструмента.

Для дозаполюсного зацепления геометрические параметры определяют-

ся следующими выражениями (см. рис.5.2):

- начальный диаметр -  $d_i = m_n z_i$ ; число зубьев шестерни рекомендуется принимать -  $z_1 = 13 \dots 20$ ;

- наружный диаметр -  $d_{ai} = d_i + 2h_a$ , внутренний -  $d_{fi} = d_i - 2h_f$ ;

- высота головки зуба -  $h_a = 0.9m_n$ , ножки -  $h_f = 1.05m_n$ ;

- межосевое расстояние -  $a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$ ;

- ширина колеса -  $b_2 = \frac{\varepsilon_\beta \pi m_n}{\sin \beta}$ ,

где - осевой коэффициент перекрытия, принимается  $\varepsilon_\beta \geq 1.3$  или 2.3, наиболее распространено  $\varepsilon_\beta = 1.3 \dots 1.4$ ; угол наклона зуба -  $\beta = 10 \dots 22^\circ$ ;

- радиус профиля вогнутого зуба -  $r_2 \approx (1.2 \dots 1.3)r_1$ ;

Подробный расчёт геометрических параметров дозаполюсных передач Новикова приведен в ГОСТ 17744-72.

#### 5.4.2. Материалы

Для передач Новикова применяют те же материалы, что и для эвольвентных. Наиболее распространены материалы, обеспечивающие после термообработки твёрдость рабочих поверхностей зубьев  $HV \leq 350$  хотя бы для одного из зацепляющихся колёс. Применение материалов с высокой твёрдостью, не обеспечивающих приработки и упругих деформаций зубьев во время работы передачи, не эффективно.

#### 5.4.3. Расчёты на прочность

Условия контакта зубьев в передачах с зацеплением Новикова существенно отличаются от условий контакта по Герцу. Размеры площадок контакта здесь соизмеримы с размерами зубьев. Поэтому расчёт по контактным напряжениям по Герцу для этих передач применяется условно и ведётся аналогично расчёту передач с эвольвентным зацеплением, но с учётом особенностей зацепления Новикова. Особенности учитываются коэффициентами, определяемыми по полуэмпирическим зависимостям, полученным в результате стендовых испытаний передач.

Расчёт зубьев по напряжениям изгиба рекомендуется проводить по напряжениям в зубьях шестерни.

Обычно при проектировании передачи Новикова предварительно выполняют приближенный расчёт на контактную или изгибную выносливость. Затем выполняют проверочные расчёты по принятым параметрам передачи. При необходимости вносят коррективы в соответствующие параметры.

Расчётные зависимости для проектирования дозаполюсного зацепления Новикова приведены в ГОСТ 15023 – 76.

## Контрольные вопросы

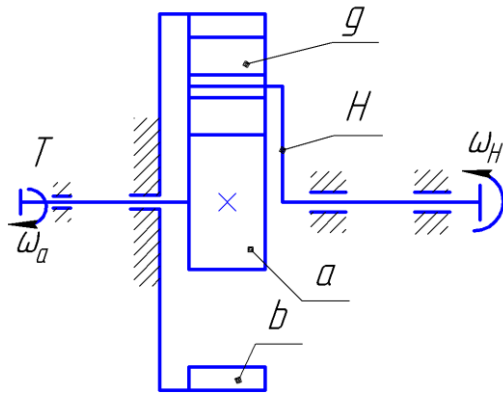
- 5.1. Недостатки эвольвентного зацепления.
- 5.2. Принцип работы передач с зацеплением Новикова.
- 5.3. Возможности передач с зацеплением Новикова.
- 5.4. Особенности расчёта передач с зацеплением Новикова.

## 6. Планетарные передачи

### 6.1. Принцип работы

Планетарными называют передачи, у которых перемещается в пространстве ось хотя бы одного зубчатого колеса, а одно из основных звеньев неподвижно.

Простейшая однорядная одноступенчатая планетарная передача состоит из (рис.6.1):



- а – центральное (солнечное) колесо;
- b – центральное (корончатое) неподвижное колесо;
- k – центральное колесо механизма независимо от его подвижности ;
- H – водило;
- g – сателлиты, которые совершают два движения: относительное вокруг своей оси, закреплённой в водиле, и переносное

вокруг основной оси с угловой скоростью водила. Число сателлитов 3...6, но встречаются передачи с числом сателлитов больше шести.

Буквами, приведенными в обозначениях, обычно обозначаются элементы передачи.

Ось, вокруг которой вращается водило - основная ось.

Зубчатые колёса, у которых оси совпадают с основной осью – центральные колёса.

Оси сателлитов закреплёны в водиле и вращаются вместе с ним. При этом сателлиты обкатываются по центральным колёсам.

Число ступеней планетарной передачи равно числу ступеней рядовой передачи, полученной из планетарной при условной остановке водила.

Звенья передачи, оси которых совпадают с основной осью и они воспринимают внешние нагрузки – основные звенья. Основные звенья могут быть подвижными и неподвижными.

Планетарная передача, у которой подвижны все три основных звена – дифференциал (рис.6.2). С его помощью можно сложить два движения, если подать внешние крутящие моменты на солнечное колесо а и, например, на корончатое b, тогда суммарный момент снимается с водила Н. Можно разложить одно движение на два: например, момент подаётся на солнечное колесо а, ведомыми оказываются корончатое b и водило Н. Такую передачу

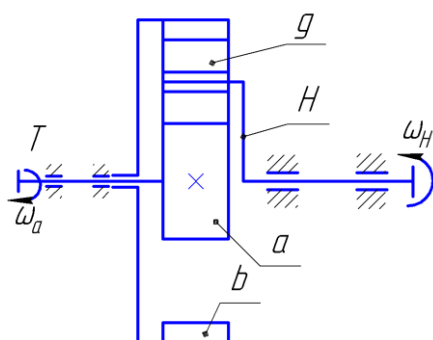


Рис.6.2. Дифференциал

можно использовать как коробку скоростей, если тормозить для изменения скорости соответствующее звено.

Планетарным механизмам присваивают обозначения в соответствии с обозначениями его основных звеньев. Если, например, основными звеньями планетарного механизма являются два центральных колеса  $2k$  и водило  $H$ , то он обозначается  $2k-H$ . Если в схеме планетарного механизма основными звеньями являются три централь-

Кроме того, в классификации планетарных передач приняты ещё ряд обозначений. Например, некоторые из них.

$A$  – планетарный механизм  $2k - H$  с одновенцовым сателлитом и с центральными колёсами с внешними  $a$  и внутренними  $b$  зубьями (см. рис. 6.1). Возможные варианты этих передач  $A_{ab}^H, A_{bH}^a, A_{aH}^b$ , где два индекса внизу обозначают ведущее и ведомое звенья соответственно, индекс сверху - обозначение неподвижного звена.

$B$  – планетарный механизм  $2k - H$  с двухвенцовым сателлитом и с центральными колёсами с внешними  $a$  и внутренними  $b$  зубьями, сателлиты -  $g$  и  $f$ .

$C$  - планетарный механизм  $2k - H$  с двухвенцовым сателлитом и с центральными колёсами с внутренними  $b$  и  $e$  зубьями.

$E$  – планетарный механизм с коническими зубчатыми колёсами и одновенцовым сателлитом.

$3k$  – планетарный механизм, основными звеньями которого являются три центральных колеса.

## 6.2. Достоинства, недостатки и применение планетарных передач

### 6.2.1. Достоинства планетарных передач:

- малые габариты и масса (мощность передаётся по нескольким потокам по числу сателлитов, поэтому нагрузка на один поток небольшая);
- соосность ведущего и ведомого валов;
- меньший шум при работе механизма, что связано с малыми размерами колёс и замыканием сил в механизме;
- небольшие нагрузки на валы и опоры;
- возможность получать большие передаточные числа небольшим числом зубчатых колёс.

### 6.2.2. Недостатки планетарных передач:

- повышенные требования к точности изготовления и монтажа;
- резкое снижение КПД при больших передаточных числах.

### 6.2.3. Применение планетарных передач

- как редуктор в силовых передачах и в приборах;
- как коробку скоростей, передаточное число которой изменяется путём поочерёдного торможения различных звеньев (води́ла или одного из центральных колёс);
- как дифференциал в транспортных машинах и приборах.

### 6.3. Передаточное число и КПД планетарных передач

Выбор схемы планетарной передачи производится по требуемому передаточному числу и КПД.

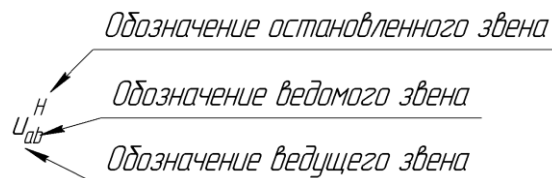
#### 6.3.1. Передаточное число

Передача не только передаёт вращающий момент, но и изменяет частоту вращения ведомой детали в передаточное число раз. Для обычных зубчатых передач передаточное число подсчитывается достаточно просто

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

При определении передаточного числа планетарных передач используют метод остановки водила (метод Виллиса): планетарной передаче мысленно сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью водила  $\omega_H$ , но в противоположном направлении. При этом водило останавливается, а закреплённое колесо освобождается. Получается обращённый механизм, представляющий собой обычную непланетарную передачу с неподвижными осями колёс, в которой сателлиты становятся паразитными шестернями.

При обозначении передаточных чисел планетарных передач принята такая система записи



Для обращенного механизма можно записать

$$u_{ab}^H = \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = \frac{n_a - n_H}{n_b - n_H} = \frac{z_b}{z_a}.$$

Это равенство представляет собой формулу Виллиса, позволяющую свести кинематику планетарного механизма к кинематике простых многозвенных механизмов.

В планетарных передачах очень важен знак передаточного числа. Принимается:

- $u > 0$ , если направления вращения ведущего и ведомого звеньев совпадают;
- $u < 0$ , если они противоположны.

Часто большое передаточное число получают, применяя многоступенча-

тые планетарные передачи. Используя схему 2k-H, при проектировании таких передач, передаточное число распределяют между ступенями таким образом, чтобы оно убывало от ступени к ступени на 25...30%.

Рассмотрим примеры.

#### Пример №1

Одноступенчатая передача с двумя центральными колёсами (см.рис.6.1). У этой передачи неподвижно корончатое колесо, поэтому  $\omega_b = 0$ . Требуется определить  $u_{aH}^b$ . Применим метод Виллиса (т.е. остановим водило). Тогда корончатое колесо освободится и будет вращаться, а планетарная передача превратится в обыкновенный редуктор с паразитной шестерней. Для этого редуктора можно записать

$$u_o^H = u_{ag} \times u_{gb},$$

где  $u_o^H$  - общее передаточное число обращенного механизма. Поскольку в обращённом механизме паразитная шестерня, можно сразу записать

$$u_o^H = u_{ab}$$

или 
$$u_{ab} = \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = -\frac{Z_b}{Z_a}.$$

У реальной планетарной передачи  $\omega_b = 0$ , поэтому

$$u_{ab} = \frac{\omega_a - \omega_H}{0 - \omega_H} = -\frac{\omega_a}{\omega_H} + 1 = -\frac{Z_b}{Z_a}.$$

Но  $\frac{\omega_a}{\omega_H} = u_{aH}^b$ , отсюда  $u_{aH}^b = 1 - u_{ab}^H$ . Так связаны между собой передаточные числа планетарной передачи и её обращённого механизма.

У обращённой передачи  $u_{ab}^H = -\frac{Z_b}{Z_a}$ , поэтому  $u_{aH}^b = 1 - (-\frac{Z_b}{Z_a}) = 1 + \frac{Z_b}{Z_a}$ .

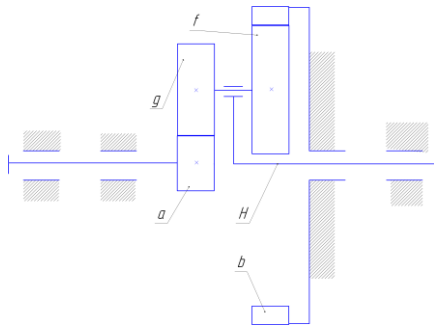
Возможности такой передачи  $u_{ab}^H = 1.5...8(9)$  при КПД  $\eta = 0.97...0.99$ .

#### Пример №2

Требуется определить передаточное число двухступенчатой планетарной передачи 2k - H с неподвижным центральным корончатым колесом b  $u_{aH}^b$  (передача типа  $B_{aH}^b$ , рис.6.3). Применяем метод Виллиса, останавливаем водило, т.е. полагаем  $\omega_H = 0$ . Общее передаточное число обращённого механизма

$$u_o^H = u_{ag} \times u_{fb},$$





$$u_{ag} = \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_g - \omega_H} = -\frac{Z_g}{Z_a} \quad \text{и}$$

$$u_{fb} = \frac{\omega_f - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = \frac{Z_b}{Z_f}$$

Рис. 6.3. Передача типа  $B_{aH}^b$

В реальной передаче угловые скорости сателлитов равны, т.е.  $\omega_g = \omega_f$ , и неподвижно корончатое колесо  $\omega_b = 0$ . Поэтому

$$u_{ab}^H = \frac{\omega_a - \omega_H}{0 - \omega_H} = -\frac{\omega_a}{\omega_H} + 1 = -\frac{Z_g Z_b}{Z_a Z_f}.$$

Откуда

$$u_a^b = \frac{\omega_a}{\omega_H} = 1 + \frac{Z_g Z_b}{Z_a Z_f}.$$

Возможности передачи  $u_{aH}^b = 7...16, \eta = 0.99...0.96$ .

### Пример №3

Определить передаточное число планетарной передачи  $3k$ , при ведущем колесе  $a$ , ведомом колесе  $c$ , остановленном колесе  $b$  (рис.6.4).

Особенности кинематической схемы (см. рис.6.4):

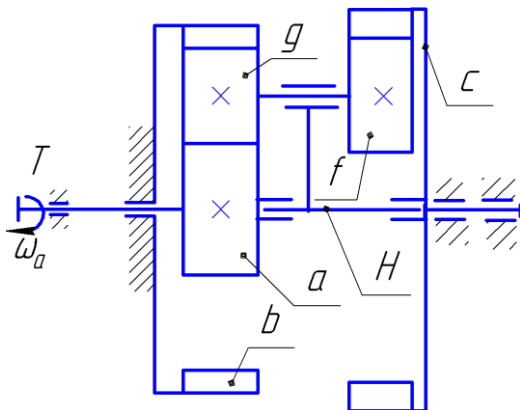


Рис.6.4. Передача  $3k$

- имеются три центральных колеса:  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ;

- водило только поддерживает сателлиты.

Таким образом, необходимо определить передаточное число  $u_{ac}^b$ .

Применим метод Виллиса, установим водило, сообщая всем элементам передачи дополнительную угловую скорость  $(-\omega_H)$ . Общее передаточное число обращенного механизма

$$u_o^H = u_{ag} \times u_{gb} \times u_{bg} \times u_{fc},$$

где

$$u_{ag} = \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_g - \omega_H}; \quad u_{gb} = \frac{\omega_g - \omega_H}{\omega_b - \omega_H}; \quad u_{bg} = \frac{\omega_b - \omega_H}{\omega_g - \omega_H}; \quad u_{fc} = \frac{\omega_f - \omega_H}{\omega_c - \omega_H}.$$

Из произведения первых двух сомножителей найдём  $\omega_H$  :

$$\frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_g - \omega_H} \times \frac{\omega_g - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = -\frac{Z_b}{Z_a} \quad \text{отсюда} \quad \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = -\frac{Z_b}{Z_a}.$$

В реальном механизме  $\omega_b = 0$ , поэтому  $\frac{\omega_a - \omega_H}{-\omega_H} = -\frac{Z_b}{Z_a}$  откуда

$$\omega_H = \omega_a \frac{Z_a}{Z_a + Z_b}.$$

Из произведения вторых двух сомножителей найдём  $\omega_c$  :

$$\frac{\omega_b - \omega_H}{\omega_g - \omega_H} \times \frac{\omega_f - \omega_H}{\omega_c - \omega_H} = \frac{Z_g}{Z_b} \frac{Z_c}{Z_f}.$$

Как отмечалось выше, в реальном механизме  $\omega_b = 0$ , кроме того, угловые скорости сателлитов равны  $\omega_g = \omega_f$ . Поэтому  $\frac{-\omega_H}{\omega_c - \omega_H} = \frac{Z_g}{Z_b} \frac{Z_c}{Z_f}$

откуда  $\omega_c = \omega_H \left(1 - \frac{Z_b Z_f}{Z_g Z_c}\right)$ .

Учитывая полученное ранее выражение для  $u_H$ , а также то, что

$$u_{ac}^H = \frac{\omega_a}{\omega_c}, \text{ получим } u_{ac}^H = \frac{\omega_a}{\omega_c} = \frac{(Z_a + Z_b)}{Z_a} \times \frac{Z_g Z_c}{(Z_g Z_c - Z_b Z_f)}.$$

Возможности такой передачи  $u_{ac}^H = 20 \dots 500$  при  $\eta = 0.90 \dots 0.80$ .

### 6.3.2. Коэффициент полезного действия планетарных передач

Потери энергии в планетарных передачах происходят по тем же причинам, что и в обычных передачах, это потери на трение в зацеплении, потери на трение в подшипниках и потери на разбрызгивание и перемешивание смазки (так называемые гидравлические потери). КПД планетарных передач принято выражать через потери в обращённой передаче. При этом считается, что потерянны мощности планетарного и обращённого механизмов приблизительно равны.

Расчётным путём с наибольшей достоверностью могут быть определены потери на трение в зацеплениях. Они обусловлены, главным образом, скольжением профилей. Для одной пары зацепления эти потери составляют

$$\psi_3 = 2.3(1/z_1 \pm 1/z_2) \quad \text{или, приближённо, } \psi_3 \approx 0.015 \dots 0.03.$$

Потери мощности в подшипниках планетарной передачи  $\psi_{II}$  меньше,

чем в простой, так как при симметричном расположении сателлитов силы в зацеплении уравниваются и не нагружают валы и опоры.

Гидравлические потери в планетарной передаче  $\Psi_{\Gamma}$  больше, так как при погружении сателлитов в масляную ванну сопротивление их движению значительно выше, чем у простой передачи.

Раздельная оценка двух последних сопротивлений затруднена, поэтому на практике используют зависимость  $\Sigma \Psi_{\Pi} + \Psi_{\Gamma} \approx 0.015 \dots 0.03$ .

При проектировании КПД передачи принимается по имеющимся рекомендациям (это наиболее часто), либо рассчитывается по принятой кинематической схеме. Нужно помнить, что при очень большом передаточном числе работа планетарной передачи ухудшается и её КПД получается низким.

#### 6.4. Выбор чисел зубьев

Выбор числа зубьев колёс связан с кинематическим расчётом и обычно предшествует расчёту на прочность.

Можно рекомендовать следующий порядок работы при определении числа зубьев передачи.

6.4.1. По требуемому передаточному числу выбрать кинематическую схему передачи.

6.4.2. Назначить число сателлитов (обычно 3...6).

6.4.3. Составить выражение (или взять из таблиц) для передаточного числа выбранной схемы через числа зубьев колёс.

6.4.4. Принять  $Z_a$ . При отсутствии ограничений лучше использовать колёса, нарезанные без смещения инструмента. В этом случае принимать

$$Z_a = Z_{\min} = 17 \dots 30.$$

6.4.5. Подбором по выражению п.6.4.3 определить числа зубьев остальных колёс.

6.4.6. Проверить по условию соосности полученные значения чисел зубьев передачи. Планетарные передачи – соосные передачи и поэтому числа зубьев должны быть такими, чтобы оси центральных колёс совпадали. Это основное условие соосности. Для каждой передачи это условие имеет свой вид. Например, для передачи примера №1 (см. рис.6.1) совпадение осей вращения колёс **a** и **b** возможно только тогда, когда между числами зубьев его колёс выполняется соотношение

$$Z_b - Z_a = 2Z_g.$$

Для передачи примера №2 (см.рис.6.3) это соотношение имеет вид

$$Z_a + Z_g = Z_b - Z_f.$$

Для передачи примера №3 (см. рис.6.4) числа зубьев должны соответствовать системе уравнений

$$\begin{cases} z_a + 2z_g = z_b \\ z_b - z_g = z_c - z_f \end{cases}$$

Имеется в виду, что модули зубчатых колёс одинаковы, а колёса нарезаются без смещения инструмента.

6.4.7. Проверить по условию соседства полученные значения чисел зубьев передачи. Сателлиты планетарной передачи располагаются, как правило, без смещения вдоль осей их вращения, т.е. в одной плоскости. Поэтому между окружностями выступов соседних сателлитов должен обеспечиваться зазор. Для этого диаметр вершин зубьев сателлита  $d_a$  должен быть меньше

расстояния между осями центров соседних сателлитов  $\ell$ . Минимально допустимую разность между ними можно принять равной 0.5m.

6.4.8. Проверить по условию сборки полученные значения чисел зубьев передачи. Это условие требует, чтобы для одновенцовых сателлитов сумма чисел зубьев центральных колёс была кратной числу сателлитов. При применении передач с раздвоенным сателлитом нужно, чтобы числа зубьев центральных колёс были кратными числу сателлитов. При выполнении этих условий передачу с принятым числом сателлитов можно собрать: зубья сателлитов войдут в соответствующие впадины центральных колёс.

#### 6.5. Расчёт на прочность зубьев колёс планетарных передач

Для расчёта на прочность применяются те же зависимости, которые были получены для расчётов простых передач. Нагрузки со стороны каждого центрального колеса или водила воспринимаются одновременно несколькими сателлитами. Поэтому получаемые размеры зубчатых колёс планетарной передачи значительно меньше по сравнению с простой передачей.

При передаче мощности параллельно по нескольким потокам требуется высокая точность изготовления и монтажа колёс. Обеспечить равномерную нагрузку на детали передач практически не удаётся. Поэтому не только учитывается число сателлитов, но и вводится коэффициент  $\Omega$ , зависящий от схемы передачи, числа сателлитов, степени точности зубчатых колёс и конструктивных мероприятий, направленных на выравнивание нагрузки между сателлитами. При проектировочных расчётах, если число сателлитов  $k_c \geq 3$  при степени точности передач 5...8 можно принимать  $\Omega = 1.1 \dots 1.3$ .

Если зубчатые колёса изготовлены из одного материала и модуль у всех одинаковый, то достаточно рассчитать на прочность зацепление солнечного колеса и сателлита. При разных материалах нужно выполнить расчёт всех передач.

При расчётах передач полагают, что передаточное число всегда отношение большего числа зубьев к меньшему.

Рекомендуется для планетарных передач принимать

$$\psi_{bd} = b/d_1 = 0.75.$$

Так как за один оборот одновенцового сателлита происходит нагружение

обеих активных поверхностей зуба, расчёт ведут, как при действии реверсивной нагрузки.

При проектировании передач типа 3k расчет выполняют для второй ступени, и полученное значение модуля принимают для всех колёс передачи. Для обеспечения равнопрочности всех зубчатых колёс передачи принимают

$$b_g / b_f = 0.3 \dots 0.75$$

В планетарных передачах на опоры сателлитов действует центробежная сила. При значительной угловой скорости водила она может превысить силы в зацеплении. Она прикладывается в центре масс сателлита и расположена в плоскости действия радиальных составляющих нагрузки. При расчётах валов обязательно должны быть учтены радиальные нагрузки на ведущем и ведомом валах передачи от соединительных муфт.

#### Контрольные вопросы

- 6.1. Принцип работы планетарных и дифференциальных передач.
- 6.2. Достоинства недостатки и применение планетарных передач.
- 6.3. Передаточное число планетарных передач.
- 6.4. Коэффициент полезного действия планетарных передач.
- 6.5. Выбор чисел зубьев для зубчатых колёс планетарных передач.
- 6.7. Расчёт на прочность зубьев колёс планетарных передач