Реферат

по теме:

«Волновые и планетарные зубчатые передачи»

**По курсу «Детали Машин»**

Преподаватель: Гудков В.В.

Студент: Кузин Н.М.

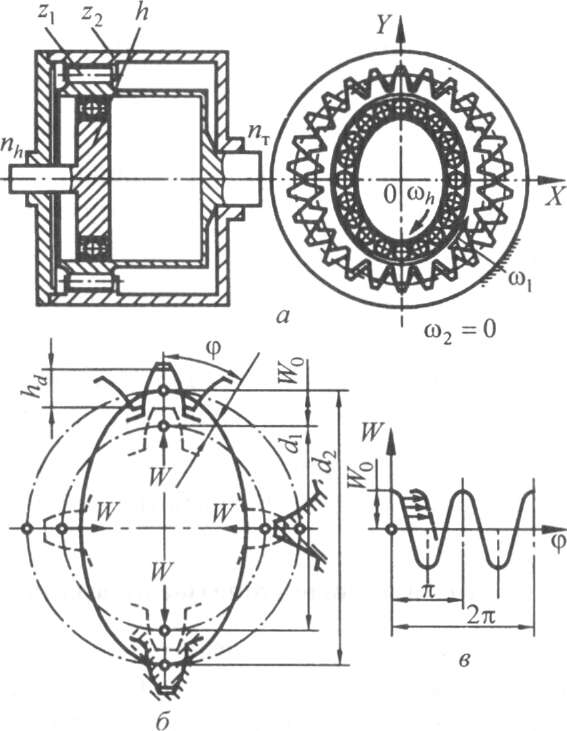
Группа: Э6-51

**Волновая зубчатая передача**

**Волновая передача** — это механизм, в ко­тором движение между звеньями передается перемещением вол­ны деформации гибкого звена. Волновая зубчатая передача (ВЗП) содержит: z1 — гибкое колесо с внешними зубьями, выполнен­ное в виде тонкостенного цилиндра, соединенного с тихоходным валом; z2 — жесткое колесо с внутренними зубьями, соединен­ное с корпусом; h — генератор волн, состоящий из гибкого под­шипника, напрессованного на овальный кулачок (рис. 11.32, а), или из двух больших роликов (дисков), расположенных на экс­центриковом валу.

Генератор волн по большой оси Y выполняют больше диа­метра выступов зубьев гибкого колеса на величину 2W0 , а по ма­лой оси X — меньше этого диаметра. При деформации гибкого колеса во время сборки зубья по большой оси генератора входят в зацепление на полную высоту зуба hd. По малой оси зубья пе­ремещаются на величину W к центру и выходят из зацепления. Между этими участками зубья гибкого колеса погружены во впа­дины жесткого на разную глубину (рис. 1, б).

Рис. 1 Волновая зубчатая передача: а — конструктивная схема; б — процесс деформации гибкого зубчатого венца; в — перемещения зубьев



Необходимое максимальное радиальное перемещение W0 равно полуразности диаметров делительных окружностей:

W0 = О,5(d2 –d1) = 0,5m(z2-z1). (1)

При разности чисел зубьев z2 **–** z1 = 2 величина максималь­ной радиальной деформации

W0 = m. При нарезании колес со смещением величина радиальной деформации находится в пре­делах 0,94m < W0 < 1,1 m

Цель деформации *— получить большое число одновременно зацепляющихся зубьев и повысить нагрузочную способность пе­редачи.* Для обеспечения многопарного зацепления выбирают определенной формы кулачок, величину радиальной деформации и геометрию профиля зубьев.

Принцип работы ВЗП можно объяснить на примере силового взаимодействия звеньев (рис. 2). После сборки передачи ре­зультирующий вектор сил деформации Fh действует на гибкое колесо по большей оси генератора волн. При повороте генератора волн по часовой стрелке на бесконечно малый угол *Δφ* вектор результирующих сил поворачивается в ту же сторону, увеличиваясь по модулю ( *Fht* ). Зубья гибкого колеса, перемещаясь в радиальном направлении на величину *ΔW*, давят на зубья жесткого колеса с силой Fn по нормали к их профилю. Эта сила раскладывается на окружную Ft2 и радиальную Fr2 . На зуб гибкого колеса дейст­вует такая же система сил, но в обратном направлении. Если же­сткое колесо закреплено, то под действием сил Ftl гибкое колесо вращается в сторону, обратную вращению генератора. Если за­креплено «дно» гибкого колеса (см. рис. 1, а), то под дейст­вием сил *Ft2* жесткое колесо вращается в сторону вращения ге­нератора волн.

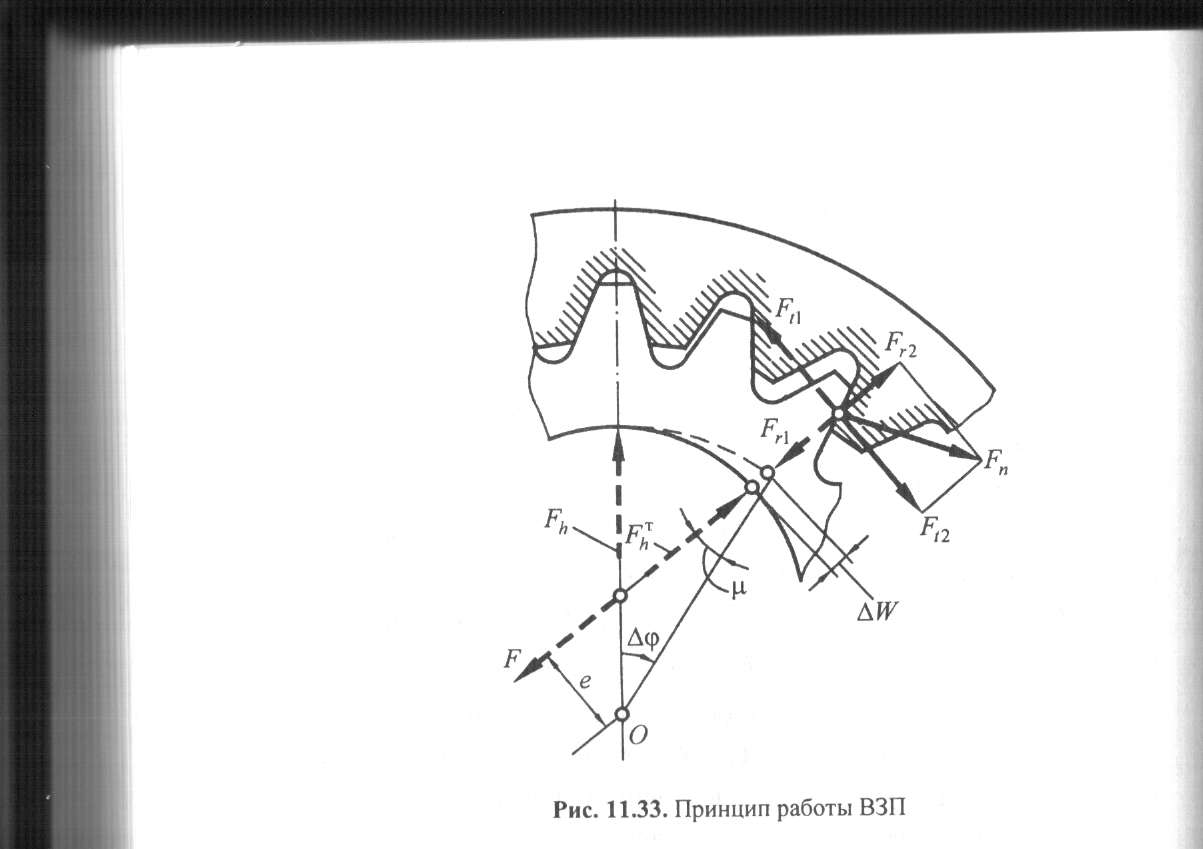
Рассмотрим работу передачи в режиме мультипликатора (ус­корителя), когда остановлено «дно» гибкого колеса. При враще­нии жесткого колеса против часовой стрелки действует система сил в зацеплении, показанная на рис. 2.

На генератор волн в точке контакта по нормали к профилю кулачка давит сила F ***≈*** *Fr1* с плечом е относительно оси враще­ния О. Момент F\*e вращает генератор волн, если угол µ будет больше угла трения.

График радиальных перемещений W точек обода гибкого ко­леса от угла поворота *φ* показан на рис. 1, в. Он напоминает волновую функцию. На угол 2π приходится две волны, поэтому передачу называют двухволновой. При вращении генератора волна смещается по контуру гибкого колеса.

При больших передаточных отношениях применяют трехволновые передачи. В этих передачах имеют место большие на­пряжения изгиба в гибком колесе.

Рис. 11.33. Принцип работы ВЗП



Многопарностъ зацепления определяет все положительные качества этих передач по сравнению с обычными: меньшие массу и габаритные размеры, более высокую кинематическую точность, меньший мертвый ход, меньший шум. Волновые передачи позволяют осуществлять большие переда­точные отношения в одной ступени: минимальное — 70 (ограни­чивается изгибной прочностью гибкого зубчатого венца), макси­мальное — 300...320 (ограничиваются минимально допустимой величиной модуля, равной 0,2...0,15 мм). При этом КПД равен 85...78 %, как и в планетарных передачах при тех же передаточных отношениях. В режиме мультипликатора КПД 65...55 %.

К недостаткам ВЗП можно отнести сложность изготов­ления колес мелких модулей (0,15...2 мм), сложность изготовле­ния гибких тонкостенных колес (требуется специальная техноло­гическая оснастка), ограниченные частоты вращения генератора волн из-за возникновения вибраций.

Предельные кратковременные частоты вращения nh (мин-1) при жидком смазочном материале определяют в зависимости от диаметра – d1=mz1 делительной окружности:

*d1* <480 мм, nh= 550 + 4,82\*105/d1 ;

d1>480 мм, nh=5,2\*105/ d1

При пластичном смазочном материале и непрерывной работе предельные частоты вращения следует уменьшать в 4...5 раз.

Передаточное отношение волновых передач определяется так же, как и для планетарных, по уравнению Виллиса

(n1-nh)/(n2-nh)=u h1.2=z2/z1 (2)

где n1, п2, nh— частоты вращения гибкого, жесткого колес, ге­нератора волн соответственно.

При неподвижном жестком колесе (п2= 0) из уравнения (2) находим *nh/n1* делением числителя и знаменателя левой части на *n1* :

u (2)h.1=nh/n1=-z1/(z2-z1) (3)

Знак минус указывает на разное направление вращения ведущего и ведомого звеньев при закрепленном колесе z2 .

Радиальная деформация и передаточное отношение***взаимо­связаны.*** Умножив и разделив на модуль выражение (3), по­лучим

u (2)h.1=\ -z1/(z2-z1) \*m/m\=d1/(2W0); W0=d1/(2 u (2)h.1)

Минимальное передаточное отношение ограничивается изгибной прочностью зубчатого гибкого колеса. При d1=const с уменьшением передаточного отношения возрастает потребная величина радиальной деформации и напряжения изгиба.

Например, при u= 80 потребная величина радиальной де­формации в 1,25 раза больше, чем при u= 100. Примерно в такой же пропорции увеличатся напряжения изгиба в гибком колесе и понизится допустимый вращающий момент.

*Кинематика передач.* Кинематические схемы передач пока­заны на рис.3. В передаче (рис.3, а) жесткое колесо z2 закреплено. Вращение передается от h к *z1*. Передаточное отно­шение определяется по зависимости (3).

Для схем (см. рис.3, б, в) ведущим звеном является ге­нератор волн h, ведомым — жесткое колесо z2, колесо z1 — не­подвижно. Тогда передаточное отношение определяется по фор­муле

u(1)h.2=nh/nт=z2/(z2-z1) (4)

Например, z1 = 200, z2 = 202 , передаточные отношения u(2)h.1 =100, u(1)h.2 =101 различаются на единицу.

Схема (см. рис.3, в) используется для передачи движе­ния из герметизированного пространства к жесткому колесу z2 через неподвижное гибкое колесо z1. Используется в космиче­ской и вакуумной технике.

Передачу с коротким гибким колесом (рис.3, г) чаще при­меняют при *z1m = z2m = z1* , т. е. зацепление *z1m , z2m* используют как подвижное шлицевое соединение. Тогда передаточное отно­шение определяют по (3) или (4) и КПД = 0,7...0,8. При этом принимают соответствующие смещения исходного контура колес.

Рациональные значения передаточных отношений для схем (см. рис.3, а-в) лежат в пределах 70<u<320, КПД= 0,85...0,75.

Числа зубьев колес. По условию сборки разность чисел зубьев колес должна быть кратной числу волн nw :

(z2-z1)/nw = Kz,

где Kz = 1 или 2 — коэффициент кратности.

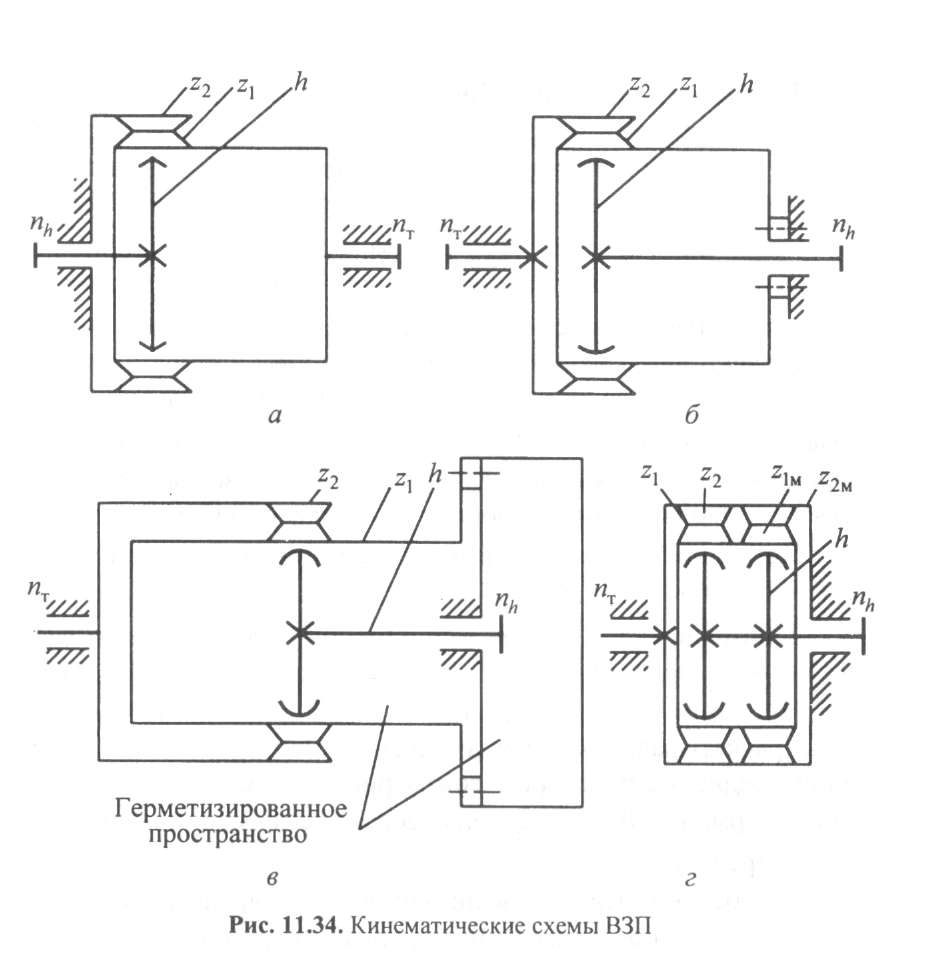
Подставив в (3) значение разности зубьев *z2 – z1 =* Kznw, получим зависимости для определения чисел зубьев колес

*z1=|*u(2)h.1 *|nwKz;*

*z2=z1+nwKz*

где *Kz=1* или 2 – коэффициент кратности.

**Рис.3** Кинематические схемы ВЗП



Для двухволновых передач nw=2, Kz=1

*z1=2|*u(2)h.1 *|; z2=z1+2*

С увеличением коэффициента кратности *Kz* увеличиваются числа зубьев колес и уменьшается модуль зацепления m при не­изменном делительном диаметре колеса *d1=mz1* и неизменной максимальной радиальной деформации W0 = Kzm .

Мелкие модули m < 0,5 мм удорожают изготовление зубо­резного инструмента, его долговечность при зубонарезании. По­этому принимают Kz= 1, а при и <70 Кz > 2

Планетарные передачи

Планетарным называется механизм, со­стоящий из зубчатых колес, в котором геометрическая ось хотя бы одного из колес подвижна.

Простая планетарная передача (рис.4, а) содержит: za, zb — центральные колеса с внешними и внутренними зубьями, zg — сателлиты с внешними зубьями, которые зацепляются одновременно с za и zb (z — числа зубьев колес, nw — число сателлитов, здесь nw=3), h — водило, на котором расположе­ны оси сателлитов (на рис.4 водило соединено с тихоход­ным валом).

Принцип работы планетарных передач: при закрепленном колесе zb (wb=0) вращение колеса za *(wа)* вызывает вращение сателлита zg относительно собственной оси со скоростью wg . Качение сателлита по zb перемещает его ось и вращает водило со скоростью *wh .*

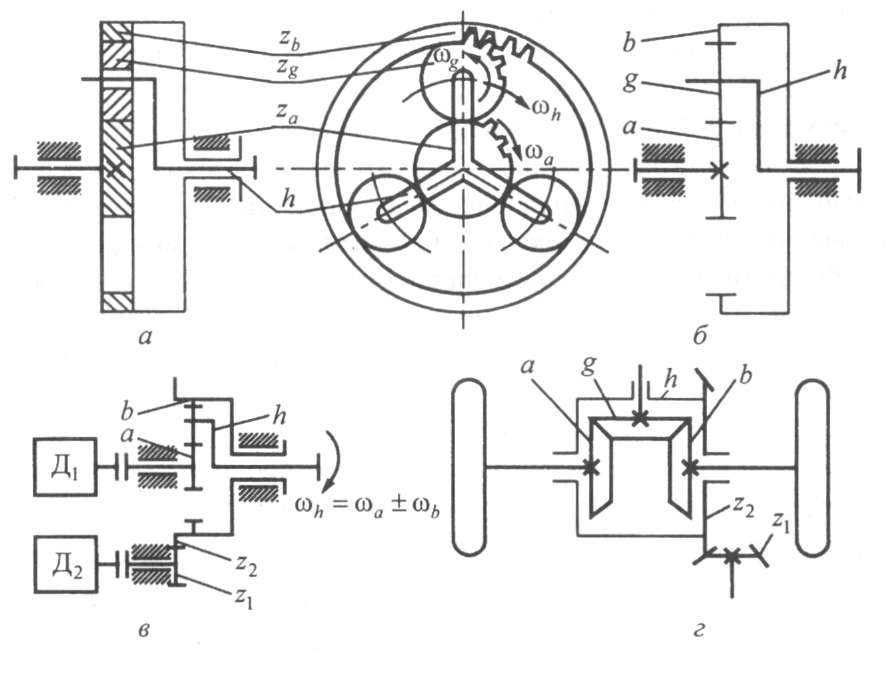
Сателлит совершает вращение относительно водила со ско­ростью (*wgh* = *wg* - *wh* и вместе с водилом (переносное движение).

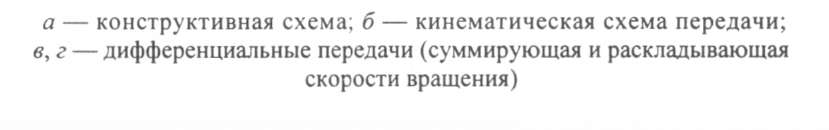
Его движения напоминают движения планет, поэтому передача называется планетарной.

**Основными звеньями** планетарной передачи называют такие, которые воспринимают внешние моменты и вращаются вокруг оси водила. На рис. 4, а основные звенья — za, zb, h, т. е. два центральных колеса (2К) и водило (h), которое сокращенно обозначают 2К-h [26]. Внешние моменты: Та — на ведущем валу, Th — на ведомом (тихоходном) валу, Ть — на колесе zb, соеди­ненном с корпусом.

Любое основное звено планетарной передачи может быть ос­тановлено.

**Дифференциальной** называют передачу, в которой все основ­ные звенья подвижны. При этом можно суммировать движение двух звеньев на одном или раскладывать движение одного звена на два остальных.

На рис.4, в показано суммирование движений звена za (двигатель Д1) и звена zь (двигатель Д2) на водиле h. Между двигателем Д2 и колесом zb поставлена дополнительная переда­ча *z1, z2*, чтобы получить необходимый вращающий момент на колесе zb (см. ниже). Такую схему применяют в системах авто­матического управления.

** Рис.4** Планетарные передачи

На рис. 4, г показан дифференциал заднего моста авто­мобиля, выполненный по схеме рис. 4, а, но с коническим колесом (za, zb — два центральных колеса, h — водило, в кото­ром размещены оси сателлитов zg). Водило получает вращение от конической передачи z1, z2. Здесь вращение водила h раскла­дывается между колесами za и zb обратно пропорционально моментам сопротивлений, например при повороте автомобиля. Это облегчает управление машиной и уменьшает износ покры­шек. При одинаковых моментах сопротивления на колесах все зубчатые колеса дифференциала вместе с водилом вращаются как одно целое.

**Планетарные передачи по сравнению с обычными** имеют преимущества: меньшие габариты и массу, так как вращающий момент передается по нескольким потокам (сателлитам). В не­которых схемах можно получить большие передаточные отно­шения при малом числе колес. Нужно помнить, что с увеличе­нием передаточного числа КПД уменьшается.

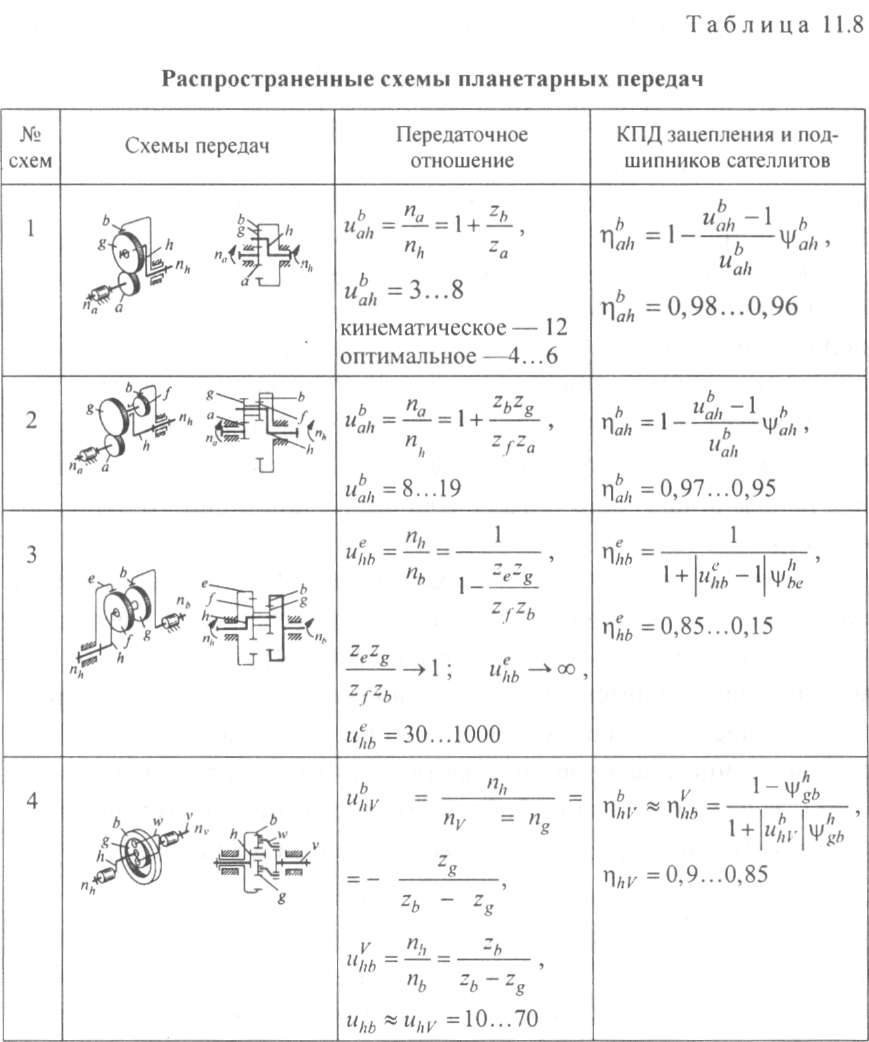
К недостаткам передач можно отнести: необходимость по­вышенной точности изготовления, большое число подшипников качения, наличие долбяка для нарезания колес с внутренними зубьями (необходимость использования), так как долбяк меняет размеры при переточках.

Наиболее распространенные схемы передач представлены в табл.1

Схема 1 — одноступенчатая передача (2K-h — два цен­тральных колеса и водило), наиболее распространена, так как имеет высокий КПД и технологичную конструкцию. Наибольшее

передаточное отношение одной ступени ubah= 9... 12 для za =12...24. Для передаточных отноше­ний и > 16 соединяют последовательно две или больше передач. Тогда общее передаточное отношение редуктора равно произве­дению последовательно соединенных:

uр=u1u2…un (5)

Таблица 1

После распределения передаточного отношения между сту­пенями каждую ступень рассчитывают отдельно.

Схема 2 (2K-h). Имеет высокий КПД, сравнимый с КПД схемы 1, но более сложное по конструкции водило, так как у са­теллита два зубчатых колеса zg , zf с большой разницей диамет­ров. Оптимальные передаточные отношения u = 9... 17 . При этом масса редуктора меньше массы двухступенчатого по схеме 1.

Схема 3 (2K-h) позволяет получить большие передаточные отношения в одной ступени (до 10000 при четырех колесах и с малой разностью чисел зубьев зацепляющихся колес). Однако с увеличением передаточного отношения резко падает КПД и плавность вращения тихоходного вала (из-за ошибок изготовле­ния по шагу возможны кратковременные остановки вала). Эта передача требует высокой степени точности изготовления колес.

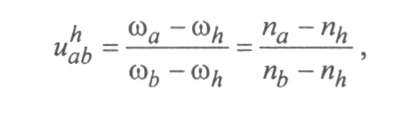
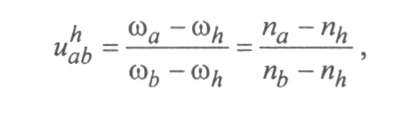
Недостатком схемы является также высокая нагруженность подшипников сателлитов. Относительная частота вращения колец подшипника соответствует частоте вращения быстроходного вала, а нагрузка на них соответствует нагрузке тихоходного звена.

Схема 4 (K-h-V) — имеет основные звенья: одно централь­ное колесо zb, водило h (ведущее), вал V. Механизм W служит для передачи вращения с эксцентрично расположенного сателлита на вал V.

В схеме 4 разность зубьев колес мала. Поэтому контактные напряжения в зацеплении малы и размеры передачи определяют из условия выносливости зубьев на изгиб. Чтобы сократить раз­мер передачи, применяют вместо эвольвентного цевочное зацеп­ление колес. Профиль зубьев (циклоиду) выбирают так, чтобы в одновременном зацеплении участвовало много цевок (втулок на осях). Нагрузочная способность обычно лимитируется подшип­ником сателлита zg, так как высокая частота вращения сочетает­ся с большими нагрузками от тихоходного звена.

При высокой точности изготовления редуктор работает бес­шумно с высоким КПД и имеет габариты, соответствующие вол­новой зубчатой передаче, но при этом имеет большую массу.

Кинематика планетарных передач. Передаточное отноше­ние обозначают буквой с индексами, например uahb . Нижние ин­дексы — направление передачи движения, верхний — неподвиж­ное звено, относительно которого рассматривается движение.

Для определения передаточного отношения рассмотрим дифференциальный механизм, у которого основные звенья имеют положительные угловые скорости wа, wb, wh (см. рис. 4, а). Сообщим мысленно механизму скорость wh . Тогда звенья будут иметь скорости wа-wh; wb-wh; wh-wh=0. Водило непод­вижно. Такой механизм называют обращенным. Для него переда­точное отношение в соответствии с формулой Виллиса имеет вид:

Где n- частота вращения основных звеньев, w=πn/30

Передаточное отношение uhab =(-wa/wg)(wg/wb) имеет

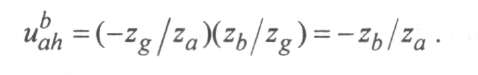
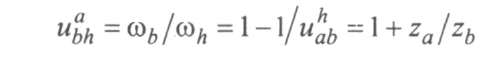
знак минус для внешнего зацепления (разное направление угло­вых скоростей) и плюс — для внутреннего (рис. 4, а):

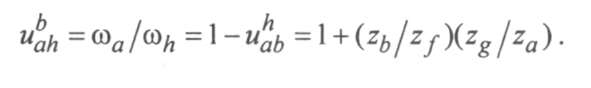
Схема 1 (табл. 1). Остановлено колесо b (wb=0).

E:\Qdata\TopBot\детали\media\image6.jpeg

Закреплено колесо а (wa=0) определяем.



С х е м а 2 (табл. 1). wb = 0, uabh = (zb/zf)(-zg/za)



Формулы для определения передаточных отношений для пе­редач, выполненных по другим схемам, приведены в табл. 1.

КПД планетарных передач. Потери мощности складывают­ся из потерь на трение в зацеплениях и подшипниках сателлитов, на размешивание масла (гидравлические). При больших скоро­стях водила учитывают аэродинамические потери

η р=ηз ηг η а (6)

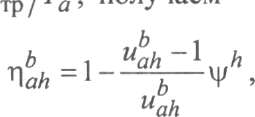
где η р — КПД редуктора; ηз — потери в зацеплении и в опорах сателлитов; ηг — гидравлические потери ; η а — аэродинамические потери.

Потери мощности на трение в зацеплении и опорах сателли­тов зависят только от скорости относительно водила. Например, для схемы 1 (табл. 1)

Ртр = Ттр *(wa* -wh) = Ta *(wа - wh )ψh*

где Ртр — мощность трения; *ψh* — коэффициент потерь; Ттр = Ta *ψh* — момент трения.

E:\Qdata\TopBot\детали\media\image10.jpegПолная подводимая мощность на ведущем звене Ра = Таwа . Подставляя Ртр и Ра в известную зависимость .



Где коэффициент потерь *ψh* для обобщенного механизма

