

Рис. 4.4.45

Проверочные расчеты на изгиб по формуле (4.4.214) выполняют в тех случаях, когда основным критерием работоспособности заведомо является контактная прочность. В этом случае после определения a_{ω} из расчета на контактную прочность задаются величиной модуля и числом зубьев. Обычно принимают $m = (0,01 - 0,02)a_{\omega}$ для улучшенных колес или $m = (0,016 - 0,030)a_{\omega}$ для закаленных зубьев. В силовых передачах не рекомендуется принимать модуль меньше (1,5-2) мм.

Для большинства открытых передач, а также для передач, у которых зубья закалены до высокой твердости, прочность на изгиб является основным критерием работоспособности.

В этом случае расчетным параметром является модуль зацепления m .

Для проектного расчета преобразуем формулу (4.4.214). При таком расчете передача предварительно рассчитывается без смещения. Тогда, в соответствии с формулой (4.4.77) угол зацепления передачи α_{ω} равен:

$$\alpha_{\omega} = \alpha, \quad (4.4.215)$$

где α – профильный угол исходного контура, равный 20° .

На основании формул (4.4.82) и (4.4.83) с учетом (4.4.215) для передачи без смещения можно записать:

$$d_{\omega} = d = mz. \quad (4.4.216)$$

Введем в расчет коэффициент ширины зубчатого венца ψ_{bm} , определяемый по формуле:

$$\psi_{bm} = \frac{b}{m} \quad (4.4.217)$$

Из формулы (4.4.198) с учетом (4.4.216) получаем:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} \quad (4.4.218)$$

Из формулы (4.4.214) с учетом (4.4.216) – (4.4.218) после преобразований получим формулу для определения величины *модуля зацепления*:

$$m \geq 3 \sqrt{\frac{2KT}{\sigma_{Fp} z \psi_{bm} Y_F}} \quad (4.4.219)$$

Расчет по формуле (4.4.219) при одинаковых материалах пары сопрягаемых колес следует вести по шестерне. При разных материалах расчет проводят по тому из колес, у которого отношение $\frac{\sigma_F}{Y_F}$ меньше.

Полученное значение m округляют до стандартного, а затем определяют остальные параметры передачи.

4.4.2.6.2. ОСОБЕННОСТИ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОСОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ ПО СРАВНЕНИЮ С ПРЯМОЗУБЫМИ

4.4.2.6.2.1. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Вектор силы полного давления зуба ведущего колеса на зуб ведомого F_n лежит в плоскости $n-n$ и направлен нормально к образующей поверхности зуба (рис. 4.4.46). В этой плоскости вектор F_n перпендикулярен к профилям в точке касания зубьев, совпадает с линией зацепления и может быть разложен по трем взаимно перпендикулярным направлениям на три составляющие:

- окружную F_t ,
- радиальную F_r ,
- осевую F_a .

$$F_t = \frac{2T}{d_\omega}, \quad (4.4.220)$$

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_\omega}{\cos \beta_\omega}, \quad (4.4.221)$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta_\omega. \quad (4.4.222)$$

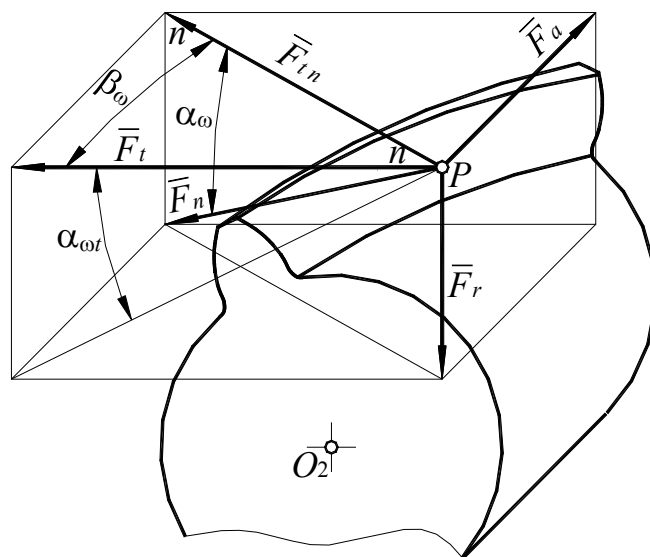


Рис. 4.4.46

Нормальная сила F_n равна:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_\omega \cos \beta_\omega}. \quad (4.4.223)$$

Наличие осевой силы F_a , дополнительно нагружающей опоры валов и возрастающей с увеличением угла β наклона зубьев, является основным недостатком косозубых передач.

4.4.2.6.2.2. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

Расчет зубьев *косозубых* колес на выносливость по *контактным* напряжениям проводят по формуле Герца (4.4.194).

Так как нормальная к профилю зуба сила F_n действует в нормальном к зубу сечении *nn* рис. 4.4.46, то расчет производят для этого сечения.

Как отмечалось в разделе 4.4.2.5.2, косозубые цилиндрические колеса, изготовленные методом обкатки, имеют *теоретически правильный эвольвентный профиль зуба* только в *плоскости обкатки*, то есть в *торцовом сечении*. В *нормальном сечении* профиль зуба несколько отличается от эвольвентного. При прочностных расчетах этим отклонением пренебрегают, считая, что нормальный профиль зуба прямозубого колеса соответствует эвольвентному профилю *эквивалентного* прямозубого колеса (рис. 4.4.38). Тогда в соответствии с формулами (4.4.199)-(4.4.201) и (4.4.144) для *нормального сечения nn* получим:

$$\rho_1 = \frac{d_{\omega 1} \sin \alpha_\omega}{2 \cos^2 \beta_\omega}, \quad (4.4.224)$$

$$\rho_2 = \frac{d_{\omega 2} \sin \alpha_\omega}{2 \cos^2 \beta_\omega} = \frac{d_{\omega 1} u \sin \alpha_\omega}{2 \cos^2 \beta_\omega}, \quad (4.4.225)$$

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{d_{\omega 1} u \sin \alpha_\omega}{2(u \pm 1) \cos^2 \beta_\omega}. \quad (4.4.226)$$

В отличие от прямозубых передач, в которых зубья сопрягаемых колес входят в зацепление сразу по всей длине зуба, в косозубых передачах зубья сопрягаемых колес входят в зацепление постепенно (рис. 4.4.34-3.5.36), соответственно они нагружаются и разгружаются также постепенно. При такой геометрии зацепления значительно увеличивается коэффициент перекрытия и в прочностном расчете следует учитывать распределение передаваемой нагрузки между несколькими парами зубьев сопряженных колес передачи по суммарной длине контактных линий l_Σ , которая больше ширины колеса b (рис. 4.4.47).

В этом случае формула (4.4.198) для определения *расчетной удельной нагрузки* принимает вид:

$$q = \frac{KF_{нн}}{l_{\Sigma}} \quad (4.4.227)$$

Если коэффициент торцового $\varepsilon_{\alpha} = \frac{g_{\alpha}}{p_{bt}}$ (или осевого ε_{β}) перекрытия равен целому числу (рис. 4.4.47), то суммарная длина контактных линий l_{Σ} будет постоянной в течение всего времени зацепления:

$$l_{\Sigma} = \frac{b\varepsilon_{\alpha}}{\cos\beta_b} \quad (4.4.228)$$

где β_b – угол наклона винтовой линии зуба на основном цилиндре.

Действительно, как видно из рис. 4.4.47, при повороте шестерни, например, по направлению вращения часовой стрелки несколько увеличится длина контактной линии 1, но настолько же уменьшится длина линии 3. При этом длина контактной линии 2 не меняется. В результате, независимо от углового положения зубчатых колес суммарная длина контактных линий остается неизменной. Если указанное условие не соблюдается, величина l_{Σ} будет периодически изменяться при вращении колес.

Поскольку в большинстве случаев коэффициент торцового перекрытия ε_{α} не является целым числом, то рекомендуется проектировать передачу так, чтобы целому числу равнялся коэффициент осевого перекрытия ε_{β} . При этом суммарная длина контактных линий l_{Σ} будет постоянной.

С небольшой погрешностью можно принять:

$$\cos\beta_b \approx \cos\beta_{\omega}. \quad (4.4.229)$$

Тогда с учетом (4.4.228) и (4.4.229) формула (4.4.227) для определения расчетной удельной нагрузки преобразуется к виду:

$$q = \frac{KF_{нн} \cos\beta_{\omega}}{b\varepsilon_{\alpha}} \quad (4.4.230)$$

или, с учетом зависимости (4.4.223):

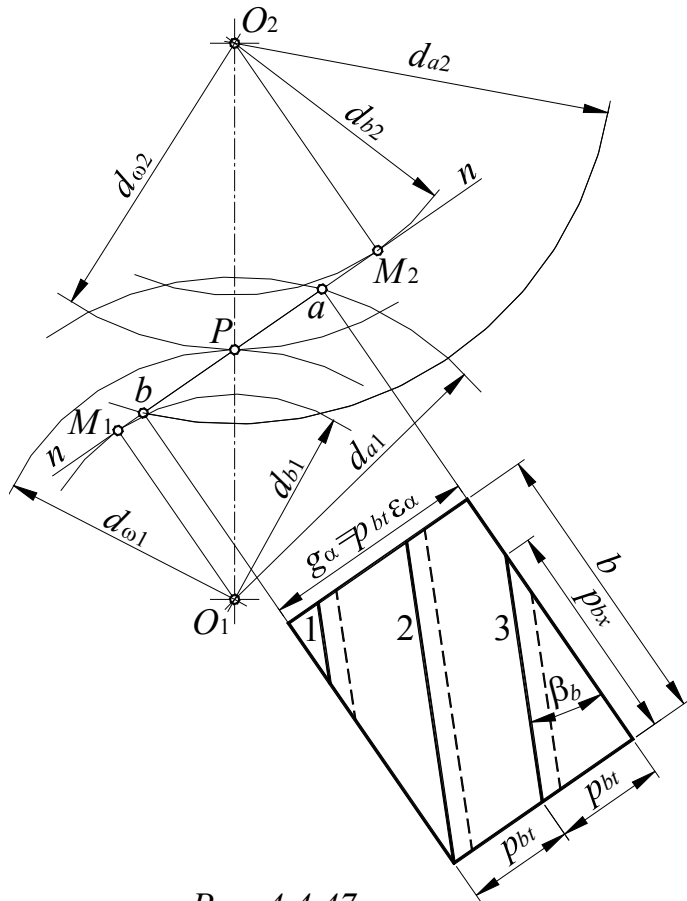


Рис. 4.4.47

$$q = \frac{KF_{тн}}{b\varepsilon_{\alpha} \cos \alpha_{\omega}}. \quad (4.4.231)$$

Подставив значения q из (4.4.231), $\rho_{пр}$ из (4.4.226) в формулу (4.4.194), с учетом (4.4.198) получим формулу для *проверочных* расчетов *косозубой* передачи по *контактным* напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{1,182 \cos \beta_{\omega}}{d_{\omega 1} u} \sqrt{\frac{KT_{2н}(u \pm 1)E_{пр}}{b\varepsilon_{\alpha} \sin 2\alpha_{\omega}}} \leq \sigma_{Hр} \quad (4.4.232)$$

Для *проектных* расчетов преобразуем формулу (4.4.232), учтя зависимости (4.4.202) и (4.4.205):

$$a_{\omega} \geq 0,7(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_{2н}E_{пр} \cos^2 \beta_{\omega}}{\sigma_H^2 u^2 \psi_{ba} \varepsilon_{\alpha} \sin 2\alpha_{\omega}}}. \quad (4.4.233)$$

4.4.2.6.2.3. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА

Данный расчет, как и расчет по контактной прочности, проводят для нормального к зубу сечения nn (рис. 4.4.46). Так как в этом сечении получается прямозубое эллипсоидное колесо (рис. 4.4.38), то для расчета *косозубой* передачи возможно использование формулы (4.4.214), полученной ранее для расчета *прямозубой* передачи по *изгибным* напряжениям, с некоторой ее коррекцией.

Так как нормальный профиль зуба прямозубого колеса соответствует эвольвентному профилю *эквивалентного* прямозубого колеса (рис. 4.4.38), величину *коэффициента формы* зуба Y_F определяют по таблицам, либо по графикам вида $Y_F = f(z)$ в зависимости от числа зубьев *эквивалентного* прямозубого колеса z_{ω} , которое определяется по формуле (4.4.151).

Изгибающая сила $F_{тн}$, лежащая в нормальной плоскости nn (рис. 4.4.46) равна:

$$F_{тн} = \frac{F_t}{\cos \beta_{\omega}}. \quad (4.4.234)$$

Тогда *уравнение прочности* по *изгибным* напряжениям для *косозубых* передач примет вид:

$$\sigma_F = \frac{KF_{тн}}{m_n b Y_F} \leq \sigma_{Fр}. \quad (4.4.235)$$

Из формулы (4.4.235) с учетом (4.4.216) – (4.4.218) после преобразований получим формулу для определения величины *нормального* модуля зацепления *косозубой* передачи, которая используется при *проектных* расчетах:

$$m_n \geq 3 \sqrt{\frac{2KT}{\sigma_{Fp} z \Psi_{bm} Y_F \cos \beta_\omega}} \quad (4.4.236)$$

4.4.3. ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.4.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Пространственные зубчатые передачи применяются для передачи вращательного движения между пересекающимися и скрещивающимися осями. Наиболее распространенными *пространственными* передачами являются *конические* и *червячные* передачи, которые и являются предметом изучения данного курса.

4.4.3.2. КОНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

4.4.3.2.1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ВЗАИМОСВЯЗИ В КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Конические колеса применяются для передачи вращения с постоянным передаточным отношением между валами, оси которых пересекаются под некоторым углом Σ (рис. 4.4.3, 4.4.48).

Рассмотрим коническую передачу *без смещения* исходного профиля, в которых $d = d_\omega$.

Аксоидами в относительном движении конических зубчатых колес 1 и 2 (рис. 4.4.48) являются два конуса (рис. 4.4.49).

Аксойды представляют собой геометрическое место мгновенных осей вращения OP в относительном движении конических колес. Общая вершина конусов находится в точке O пересечения их осей. Мгновенная ось вращения OP в относительном движении звеньев является общей образующей *аксойдов* 1 и 2, перекатывающихся друг по другу без скольжения. Эти конусы по аналогии с *центроидами* (начальными окружностями цилиндрических колес) называют *начальными*.

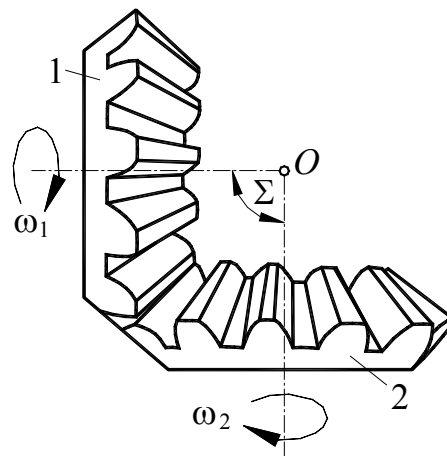


Рис. 4.4.48

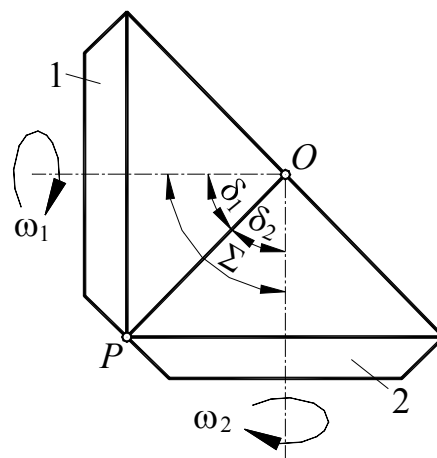


Рис. 4.4.49

Углы δ_1 и δ_2 между образующей начальных конусов и их осями вращения в сумме равны центральному углу Σ , в теории зацепления называемому *межосевым углом передачи*.

В конической передаче при относительном движении колес точки, не лежащие на осях вращения OO_1 и OO_2 , перемещаются по сферическим поверхностям, которые имеют общий геометрический центр O , совпадающий с точкой пересечения осей OO_1 и OO_2 (рис. 4.4.50).

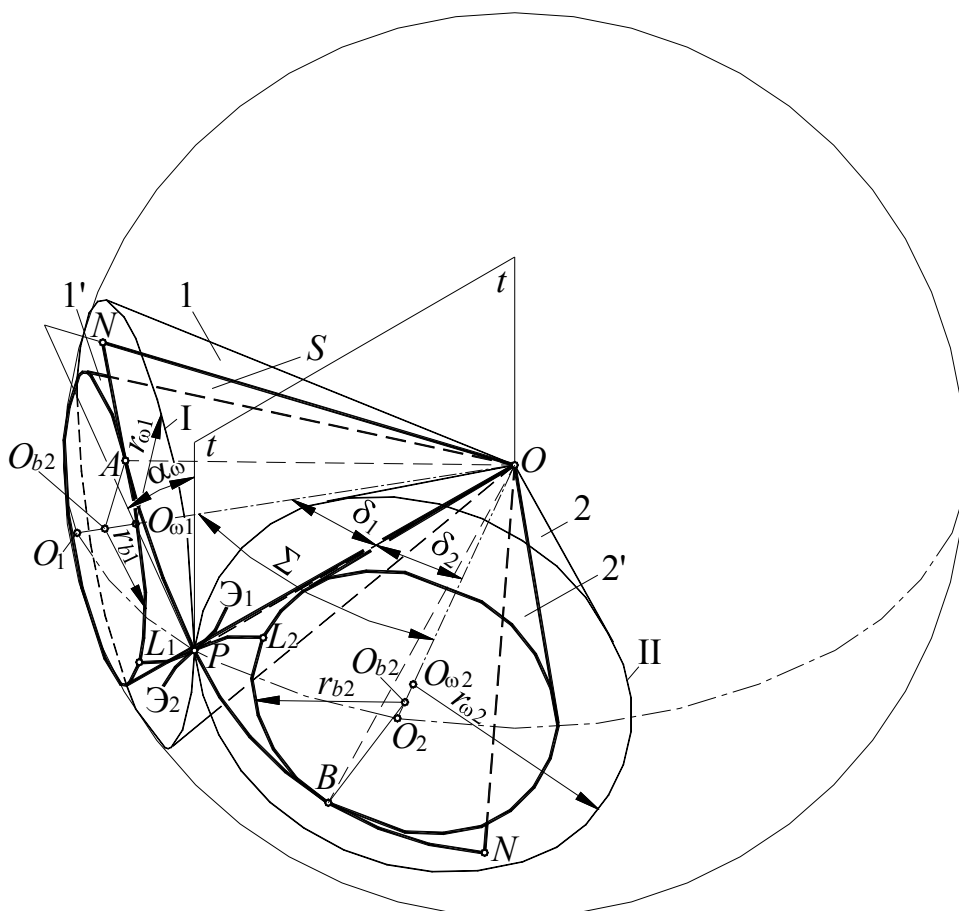


Рис. 4.4.50

Образование зубьев конических колес можно представить себе следующим образом.

Пересечем начальные конусы какой-либо сферой с центром в точке O . Тогда в пересечении получим две окружности I и II, соприкасающиеся в точке P . Рассмотрение перекатывания без скольжения начальных конусов может быть заменено рассмотрением перекатывания окружностей I и II одной по другой без скольжения.

Так как окружности I и II лежат на сфере, то вместо образующей прямой мы получаем образующую дугу NN' на сфере. Число сфер, которыми можно пересечь указанные конусы, бесконечно, и для каждой

сферы можно получить соответствующие окружности, аналогичные окружностям I и II, и образующие дуги, аналогичные дуге NN . Геометрическое место всех образующих дуг NN есть некоторая плоскость S , содержащая прямую OP и наклоненная к плоскости tt , касательной к начальным конусам, под углом α_ω . Угол α_ω является *углом зацепления*, а плоскость S – *образующей плоскостью*.

Так как окружности I и II лежат на сфере, то вместо образующей прямой мы получаем образующую дугу NN на сфере. Число сфер, которыми можно пересечь указанные конусы, бесконечно, и для каждой сферы можно получить соответствующие окружности, аналогичные окружностям I и II, и образующие дуги, аналогичные дуге NN . Геометрическое место всех образующих дуг NN есть некоторая плоскость S , содержащая прямую OP и наклоненная к плоскости tt , касательной к начальным конусам, под углом α_ω . Угол α_ω является *углом зацепления*, а плоскость S – *образующей плоскостью*.

Если из точек оси OO_1 опустить перпендикуляры на плоскость S , то эти перпендикуляры образуют плоскость, содержащую ось OO_1 и перпендикулярную к плоскости S . В пересечении этой плоскости с плоскостью S получаем прямую AO . Вращением прямой AO вокруг оси OO_1 получается конус $1'$, который называется *основным конусом*. Плоскость S касательна к основному конусу. Аналогично может быть построен второй основной конус $2'$. Профили зубьев могут быть образованы перекачиванием без скольжения плоскости S по основным конусам. В результате этого перекачивания на поверхности сферы получаются *сферические эвольвенты*.

При качении плоскости S по основному конусу $1'$ точка плоскости S , совпадающая с точкой P , опишет *сферическую эвольвенту* $L_1PЭ_1$, а при качении по основному конусу $2'$ — сферическую эвольвенту $L_2PЭ_2$. При качении окружностей I и II эвольвенты $L_1PЭ_1$ и $L_2PЭ_2$ перекачиваются со скольжением одна по другой. Если такие же сферические эвольвенты построить для других точек плоскости S , расположенных на прямой OP , то эти эвольвенты будут образовывать поверхности зубьев эвольвентного конического зацепления. Таким образом, передача вращения между конусами 1 и 2 осуществляется качением со скольжением сопряженных сферических эвольвентных поверхностей. Рассмотренное выше построение позволяет получить *теоретически точное коническое эвольвентное зацепление*.

Профили такого зацепления представлены на рис. 4.4.51.

Проектирование и выполнение *точного* эвольвентного конического зацепления сопряжено со многими практическими трудностями, так как

сфера не разворачивается на плоскость, а обработка зубьев конических колес по *сферической* эвольвенте технологически сложна. Поэтому на практике обычно применяют *приближенный* способ профилирования зубьев эвольвентных конических колес. Этот метод заключается в следующем.

При рассмотрении *точного* очертания зубьев конических колес (рис. 4.4.52), очевидно, что торцовые поверхности зубьев, расположенные между окружностями головок и ножек на сфере, образуют некоторые сферические пояса шириной a . Ширина поясов a мала по сравнению с радиусом R той сферы, на которой эти пояса расположены. Поэтому можно с достаточной для практики точностью заменить сферические пояса поясами, лежащими на конусах, образующие которых касательны к сфере радиуса R в точках, принадлежащих окружностям I и II.

Рассмотрим два начальных конуса в их проекции на плоскость, содержащую оси начальных конусов (рис. 4.4.53).

Построение конусов, на поверхности которых лежат торцовые поверхности зубьев, может быть сделано следующим образом. Пусть начальный конус S_1 проектируется в виде треугольника AOP . При *точном* построении профиля конус головок проектируется в виде треугольника bOb , а конус ножек — в виде треугольника aOa .

При *точном* проектировании сечения торцовых поверхностей зубьев плоскость проекций представляется в виде дуг ab , лежащих на проекции сферы радиуса R .

При *точном* проектировании сечения торцовых поверхностей зубьев плоскость проекций представляется в виде дуг ab , лежащих на проекции сферы радиуса R .

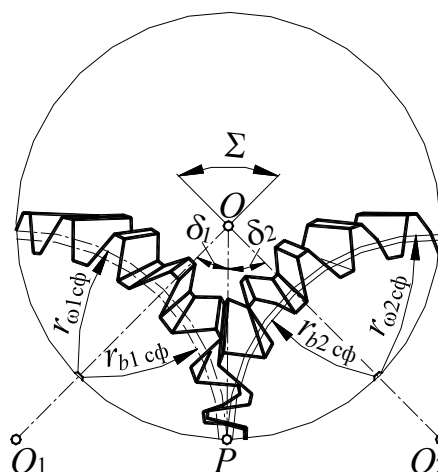


Рис. 4.4.51

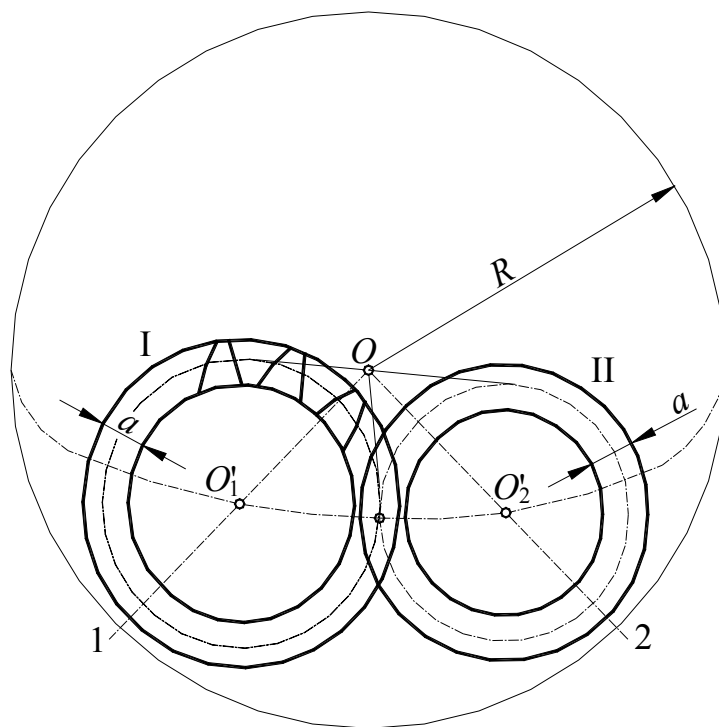


Рис. 4.4.52

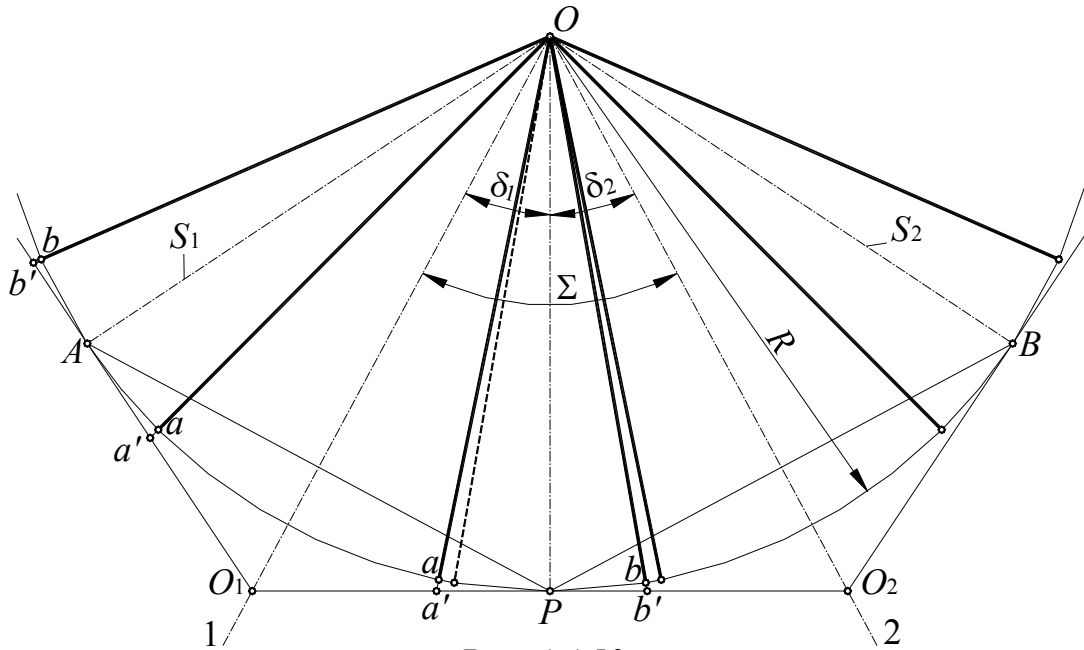


Рис. 4.4.53

Так как конусы, на которых должны лежать торцовые поверхности приближенных профилей зубьев, должны касаться сферы по начальным окружностям, то для нахождения проекций этих конусов через точку P проводим прямую O_1O_2 , перпендикулярную к прямой OP . В пересечении с осями 1 и 2 получаем точки O_1 и O_2 , представляющие собой вершины искомого конусов. Проекцией конуса первого колеса является треугольник O_1AP , а проекцией конуса второго колеса — треугольник O_2BP . Соответствующие сечения профилей торцов изображаются прямыми $a'b'$, лежащими на построенном конусе. Таким образом, вместо кривых ab мы получаем в сечении прямые $a'b'$. Очевидно, что чем больше отношение радиуса сферы R к высоте зубьев, тем меньше ошибка, возникающая при замене построения профилей зубьев, образованных сферическими эвольвентами, построением зубьев на поверхности конусов O_1AP и O_2BP . Конусы с вершинами в точках O_1 и O_2 называют дополнительными конусами. Дополнительные конусы могут быть развернуты на плоскость, и, следовательно, построение профилей зубьев сведется к построению их на плоскости.

Рассмотрим геометрические и кинематические взаимосвязи в конической передаче (рис. 4.4.54). Так как относительное скольжение начальных конусов в зубчатой отсутствует, то их скорость в полюсной точке P равна:

$$v_{P1} = v_{P2} = v_P \quad (4.4.237)$$

Следовательно:

$$\omega_1 \frac{d_{\omega 1}}{2} = \omega_2 \frac{d_{\omega 2}}{2}. \quad (4.4.238)$$

Передаточное отношение в этом случае будет равно:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{d_{\omega 2}}{d_{\omega 1}}. \quad (4.4.239)$$

Передаточное число u определяется как:

$$u = \frac{d_{\omega 2}}{d_{\omega 1}}. \quad (4.4.240)$$

Из рис. 4.4.54 очевидно, что:

$$R_e = \frac{d_{\omega 1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{\omega 2}}{2 \sin \delta_2}. \quad (4.4.241)$$

Расстояние R_e называется *внешним конусным расстоянием*.

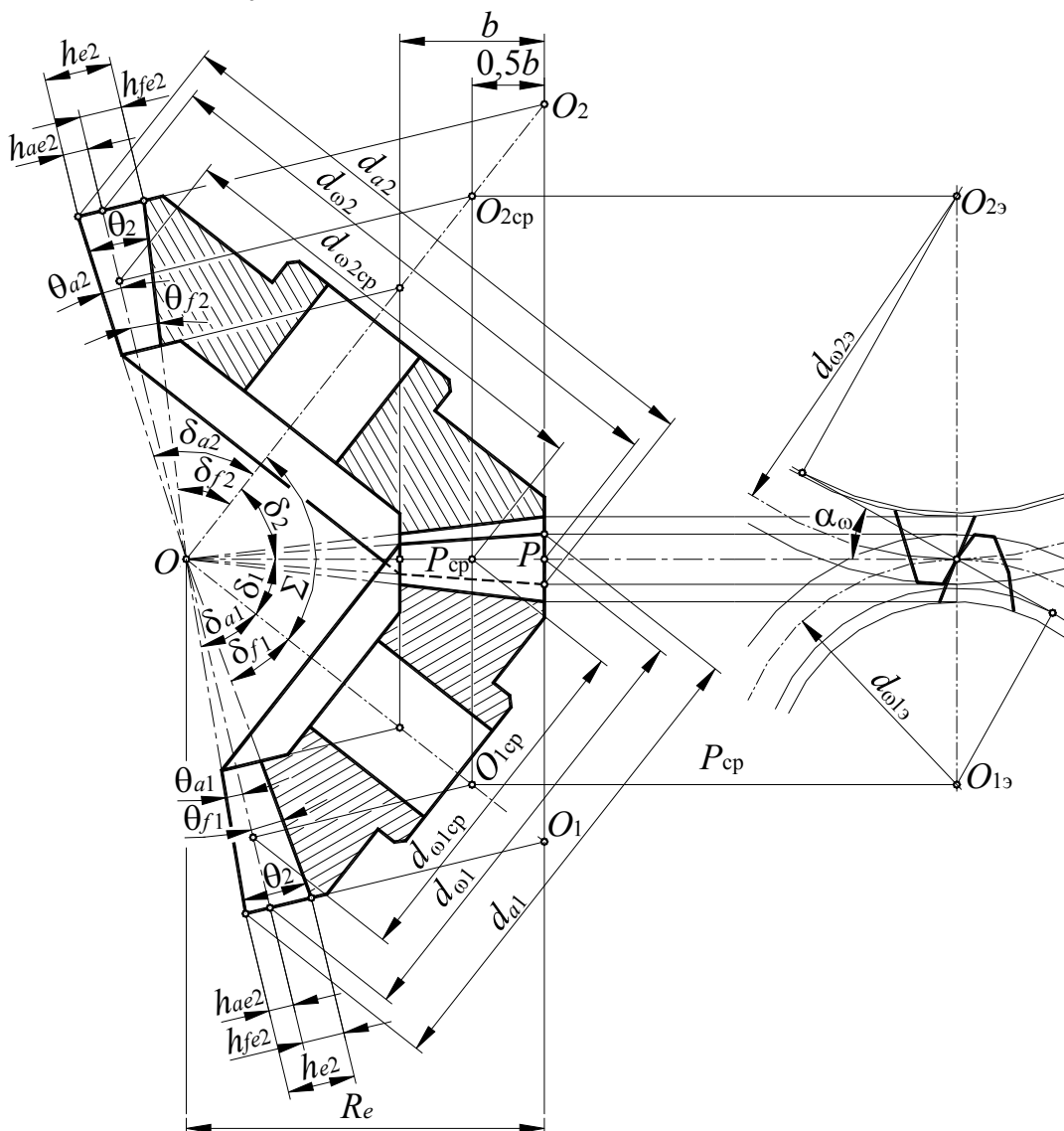


Рис. 4.4.54

Запишем формулу (4.4.240) с учетом (4.4.241) в виде:

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}. \quad (4.4.242)$$

Так как начальные конусы перекатываются друг по другу по общей образующей OP и имеют общую вершину O , находящуюся в точке пересечения осей колес (рис. 4.4.50, 4.4.54), то получаем:

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2. \quad (4.4.243)$$

Из формулы (4.4.242) с учетом (4.4.243) получаем:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}, \quad (4.4.244)$$

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{u \sin \Sigma}{1 + u \cos \Sigma}. \quad (4.4.245)$$

В подавляющем большинстве случаев *межосевой угол передачи* Σ равен 90° . Такие передачи называют *ортогональными* коническими передачами.

Для этого случая формула (4.4.242)–(4.4.245) принимает вид:

$$u = \frac{\sin(90^\circ - \delta_1)}{\sin \delta_1} = \frac{\cos \delta_1}{\sin \delta_1} = \operatorname{ctg} \delta_1, \quad (4.4.246)$$

$$\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ, \quad (4.4.247)$$

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u}, \quad (4.4.248)$$

$$\operatorname{tg} \delta_2 = u. \quad (4.4.249)$$

Рассмотрим построение эвольвентных зубьев на поверхностях наружных *дополнительных* конусов с вершинами O_1 и O_2 , оси которых совпадают с осями проектируемых колес, а образующие перпендикулярны к образующим делительных конусов. Как отмечалось выше, дополнительные конусы могут быть развернуты на плоскость. Для этого из точек O_1 и O_2 проводим окружности радиусов O_1P и O_2P (рис. 4.4.55).

Принимая эти окружности за начальные, строим плоское зацепление по правилам, изложенным ранее для цилиндрических прямозубых колес (см. раздел 4.4.2.4). Построенные зубчатые секторы I и II сворачиваем в конуса (соединяем попарно линии NO_2 с PO_2 и MO_1 с PO_1) и соединяем их с дополнительными конусами (рис. 4.4.54).

Соединяя все точки полученных профилей с вершиной делительных конусов, получаем боковые поверхности зубьев.

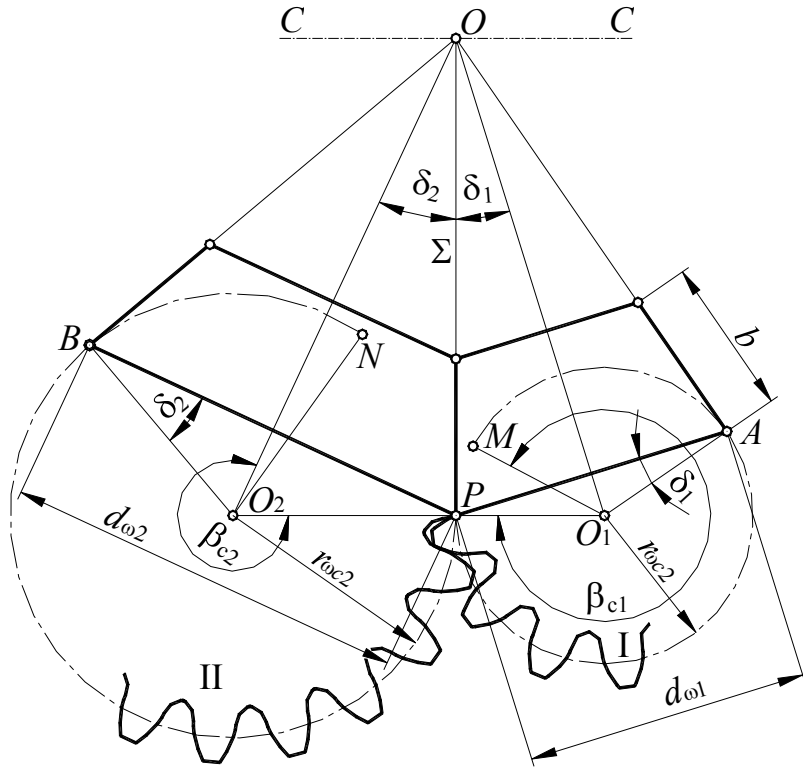


Рис. 4.4.55

Радиусы начальных окружностей секторов определяют по формулам:

$$r_{\omega c1} = O_1P = \frac{d_{\omega 1}}{2 \cos \delta_1}, \quad (4.4.250)$$

$$r_{\omega c2} = O_2P = \frac{d_{\omega 2}}{2 \cos \delta_2}. \quad (4.4.251)$$

Центральные углы зубчатых секторов β_{c1} и β_{c2} можно получить из условий:

$$\widehat{MAP} = r_{\omega c1} \beta_{c1} = \pi d_{\omega 1}, \quad (4.4.252)$$

$$\widehat{NBP} = r_{\omega c2} \beta_{c2} = \pi d_{\omega 2}, \quad (4.4.253)$$

откуда с учетом формул (4.4.250) и (4.4.251):

$$\beta_{c1} = \frac{\pi d_{\omega 1}}{r_{\omega c1}} = 2\pi \cos \delta_1, \quad (4.4.254)$$

$$\beta_{c2} = \frac{\pi d_{\omega 2}}{r_{\omega c2}} = 2\pi \cos \delta_2. \quad (4.4.255)$$

Высоты головок и ножек задают на образующих O_1P и O_2P дополнительных конусов, перпендикулярных к общей образующей OP начальных конусов.

Из рис. 4.4.54 очевидно, что углы головок θ_a и ножек θ_f зубьев определяются равенствами:

$$\operatorname{tg} \theta_a = \frac{h_{ae}}{OP}, \quad (4.4.256)$$

$$\operatorname{tg} \theta_f = \frac{h_{fe}}{OP}. \quad (4.4.257)$$

Так как *внешнее конусное расстояние* (длина образующей начальных конусов) равно:

$$\overline{OP} = R_e = \frac{r_{\omega 1}}{\sin \delta_1} = \frac{r_{\omega 2}}{\sin \delta_2} = \frac{d_{\omega 1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{\omega 2}}{2 \sin \delta_2}, \quad (4.4.258)$$

и

$$d_{\omega 1} = m_e z_1, \quad (4.4.259)$$

$$d_{\omega 2} = m_e z_2, \quad (4.4.260)$$

то расчетные формулы имеют вид:

$$\operatorname{tg} \theta_{a1} = \frac{h_{ae} \sin \delta_1}{m_e z_1}, \quad (4.4.261)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{a2} = \frac{h_{ae} \sin \delta_2}{m_e z_2} \quad (4.4.262)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{f1} = \frac{h_{fe} \sin \delta_1}{m_e z_1}, \quad (4.4.263)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{f2} = \frac{h_{fe} \sin \delta_2}{m_e z_2} \quad (4.4.264)$$

Проекции начальных конусов на плоскость их осей представляют треугольники AOP и BOP (рис. 4.4.55). Линия O_1O_2 , перпендикулярная общей образующей начальных конусов OP , является образующей дополнительных конусов (отрезок O_1P является образующей дополнительного конуса колеса 1, отрезок O_2P является образующей дополнительного конуса колеса 2). Точки O_1 и O_2 представляют собой вершины дополнительных конусов. Образующие O_1P и O_2P представляют собой радиусы начальных окружностей $r_{\omega 1э}$ и $r_{\omega 2э}$ *приведенных (эквивалентных)* цилиндрических колес, на которых строят профили зубьев (рис. 4.4.55, 4.4.54).

Очевидно, что:

$$r_{\omega 1э} = \frac{r_{\omega 1}}{\cos \delta_1}, \quad (4.4.265)$$

$$r_{\omega 2\varepsilon} = \frac{r_{\omega 2}}{\cos \delta_2}. \quad (4.4.266)$$

Следовательно, точки O_1 и O_2 можно принять за центры *приведенных* (эквивалентных) цилиндрических колес, профили которых строят на развертках дополнительных конусов.

Так как шаг t на окружностях приведенных (эквивалентных) цилиндрических колес, описанных радиусами $r_{\omega 1\varepsilon}$ и $r_{\omega 2\varepsilon}$, и на окружностях реальных конических колес, описанных радиусами $r_{\omega 1}$ и $r_{\omega 2}$, одинаков, то:

$$2\pi r_{\omega 1} = z_1 p_{\omega} = r_{\omega 1\varepsilon} \beta_{c1}, \quad (4.4.267)$$

$$2\pi r_{\omega 2} = z_2 p_{\omega} = r_{\omega 2\varepsilon} \beta_{c2}, \quad (4.4.268)$$

где β_{c1} и β_{c2} – углы разверток дополнительных конусов, равные:

$$\beta_{c1} = \frac{2\pi r_{\omega 1}}{r_{\omega 1\varepsilon}}, \quad (4.4.269)$$

$$\beta_{c2} = \frac{2\pi r_{\omega 2}}{r_{\omega 2\varepsilon}} \quad (4.4.270)$$

или, согласно (4.4.265), (4.4.266):

$$\beta_{c1} = 2\pi \cos \delta_1, \quad (4.4.271)$$

$$\beta_{c2} = 2\pi \cos \delta_2. \quad (4.4.272)$$

Для полных начальных окружностей приведенных (эквивалентных) колес с числом зубьев z_v :

$$2\pi r_{\omega 1\varepsilon} = z_{v1} p_{\omega}, \quad (4.4.273)$$

$$2\pi r_{\omega 2\varepsilon} = z_{v2} p_{\omega}. \quad (4.4.274)$$

Следовательно, согласно (4.4.265), (4.4.266):

$$\frac{z_1}{z_{v1}} = \frac{r_{\omega 1}}{r_{\omega 1\varepsilon}} = \cos \delta_1, \quad (4.4.275)$$

$$\frac{z_2}{z_{v2}} = \frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 2\varepsilon}} = \cos \delta_2, \quad (4.4.276)$$

откуда приведенные (эквивалентные) числа зубьев:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad (4.4.277)$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \quad (4.4.278)$$

Таким образом, числа зубьев приведенных (эквивалентных) колес, всегда больше чисел зубьев соответствующих зубчатых секторов.

Очевидно также, что передаточное отношение эквивалентных цилиндрических колес не равно передаточному отношению проектируемых колес.

Так как зацепление конических колес эквивалентно зацеплению цилиндрических колес с большим числом зубьев, то при равных условиях конические колеса обладают большим, чем цилиндрические, коэффициентом перекрытия ε и меньшим числом зубьев z_{\min} , которое может быть выбрано без подрезания на малом колесе стандартного зацепления.

Как отмечалось выше, на практике преимущественное применение имеют конические передачи с *межосевым углом передачи* Σ , равным 90° – *ортогональные* конические передачи.

В этом случае:

на основании уравнения (4.4.241):

$$R_e = \frac{d_{\omega 1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{\omega 2}}{2 \sin \delta_2} = \frac{u d_{\omega 1}}{2 \sin(90^\circ - \delta_1)} = \frac{u d_{\omega 1}}{2 \cos \delta_1}, \quad (4.4.279)$$

где на основании уравнения (4.4.247):

$$\delta_1 = \operatorname{arctg} u; \quad (4.4.280)$$

из рис. 4.4.54 с учетом (4.4.259) и (4.4.259):

внешнее конусное расстояние:

$$R_e = 0,5 \sqrt{d_{\omega 2}^2 + d_{\omega 1}^2} = 0,5 m_e \sqrt{z_2^2 + z_1^2} = 0,5 m_e z_1 \sqrt{(u^2 + 1)}, \quad (4.4.281)$$

диаметры окружностей вершин:

$$d_{a1} = d_{\omega 1} + 2h_{ae} \cos \delta_1 = m_e (z_1 + 2h_a^* \cos \delta_1), \quad (4.4.282)$$

$$d_{a2} = d_{\omega 2} + 2h_{ae} \cos \delta_2 = m_e (u z_1 + 2h_a^* \sin \delta_1), \quad (4.4.283)$$

углы конусов вершин:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}, \quad (4.4.284)$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}, \quad (4.4.285)$$

углы конусов впадин:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}, \quad (4.4.286)$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}, \quad (4.4.287)$$

углы θ_a и θ_f определяются из уравнений (4.4.61) – (4.4.64):

$$\operatorname{tg} \theta_{a1} = \frac{h_{ae} \sin \delta_1}{m_e z_1}, \quad (4.4.288)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{a2} = \frac{h_{ae} \cos \delta_1}{u m_e z_1}, \quad (4.4.289)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{f1} = \frac{h_{fe} \sin \delta_1}{m_e z_1}, \quad (4.4.290)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{f2} = \frac{h_{fe} \cos \delta_1}{u m_e z_1}, \quad (4.4.291)$$

Приведенные (эквивалентные) числа зубьев определяются из уравнений (4.4.77)–(4.4.78):

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad (4.4.292)$$

$$z_{v2} = \frac{u z_1}{\sin \delta_1}. \quad (4.4.293)$$

Основные принципы проектирования конических прямозубых колес *со смещением* сводятся к проектированию эквивалентных цилиндрических колес со смещением, причем не рекомендуется принимать суммарные смещения инструмента значительно отличающимися от нуля. Рекомендуется проектировать *равносмещенные* конические передачи ($x_1 = -x_2$, $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$).

В практике машиностроения широко применяют не только прямозубые конические колеса, в которых продольная ось зуба на начальном конусе прямолинейна и проходит через вершину конуса, но и колеса с косыми (тангенциальными) и круговыми зубьями.

Конические колеса с *косыми* зубьями (рис. 4.4.3, б) по несущей способности превосходят прямозубые и при одинаковой точности изготовления могут работать при больших окружных скоростях (до 8–12 м/с).

Конические колеса с *круговыми* зубьями (рис. 4.4.3, в) могут передавать большую нагрузку, чем прямозубые и косозубые конические колеса, и работать плавно и бесшумно при повышенных окружных скоростях (до 35 м/с при шлифованных зубьях).

Рассмотрение конических передач с *косыми* и *круговыми* зубьями колес выходит за пределы данного курса. Материал по их расчету и проектированию можно найти в специальной литературе.

4.4.3.2.2. НАРЕЗАНИЕ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Нарезание конических зубчатых колес производят на специальных зубофрезерных и зубострогальных станках. Конические передачи могут быть с *внешним* и *октоидальным (реечным)* зацеплением, в котором зубья одного из колес нарезаны на *плоском* диске (рис. 4.4.56). Октоидальное зацепление получается из конического внешнего зацепления, когда угол при вершине одного из конусов имеет предельное значение δ , равное 90° .

Аналогично станочному расчетному зацеплению в плоских зубчатых передачах, октоидальное зацепление применяют для нарезания методом обката конических колес. В этом случае схема нарезания зубьев конического колеса основывается на обкатке его по плоскому производящему колесу. Аксиоидом этого колеса служит плоскость 1, в которую переходит коническая поверхность при $\delta_1 = 90^\circ$. На рис. 4.4.55 проекцией этой плоскости является отрезок OP , а осью вращения плоского производящего колеса – прямая CC , расположенная под прямым углом к OP .

Обкатка конического колеса с углом δ_2 по плоскому производящему колесу, согласно формулам (4.4.39), (4.4.40), (4.4.42), возможна при соблюдении равенства отношений:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2} = \frac{1}{\sin \delta_2} \quad (4.4.294)$$

Прямозубые конические колеса могут быть нарезаны на зубострогальных станках, в которых при обкатке ось вращения производящего колеса (люльки) 1 (рис. 4.4.57) перпендикулярна к образующей конуса впадин нарезаемого колеса 2. Два резца 3 и 4, нарезающие каждый одну сторону зуба, совершают возвратно-поступательное движение по образующей конуса впадин. Режущие кромки резцов при этом воспроизводят боковые поверхности впадины производящего колеса, сходящиеся к вершине начального конуса O .

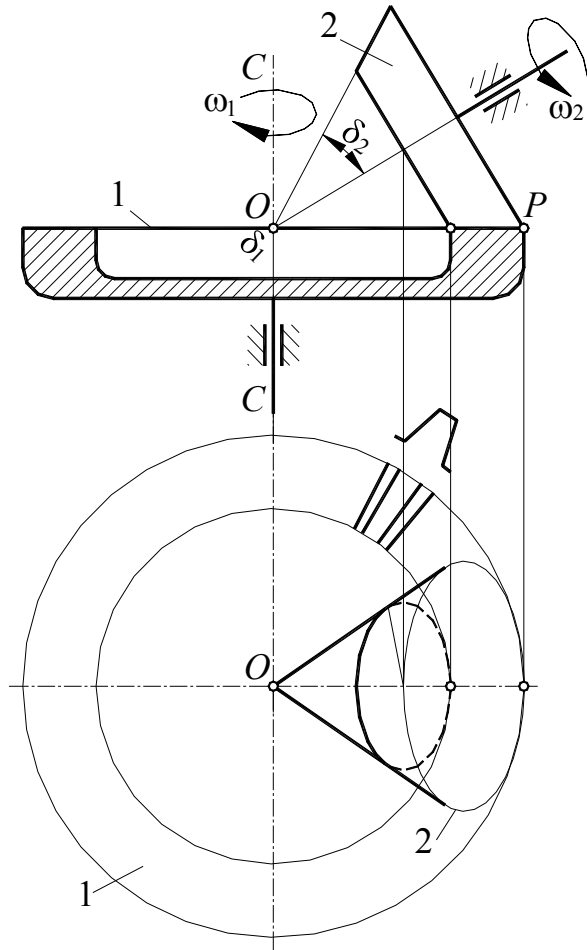


Рис. 4.4.56

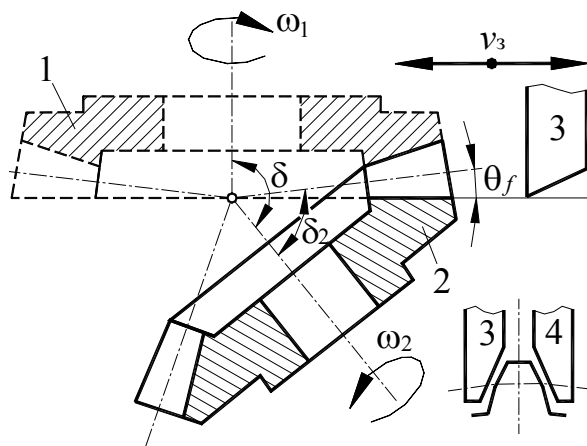


Рис. 4.4.57

Передаточное отношение станочного зацепления между производящим колесом (резцовой головкой) и заготовкой определяется равенством согласно (4.4.294):

$$u = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{z_2}{z_1} = \sin \delta_2. \quad (4.4.295)$$

Как видно из рис. 4.4.57, угол между осями вращения:

$$\delta = 90^\circ + \delta_2 - \theta_f \quad (4.4.296)$$

4.4.3.2.3. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

4.4.3.2.3.1. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Рассмотрим схему на рис. 4.4.58.

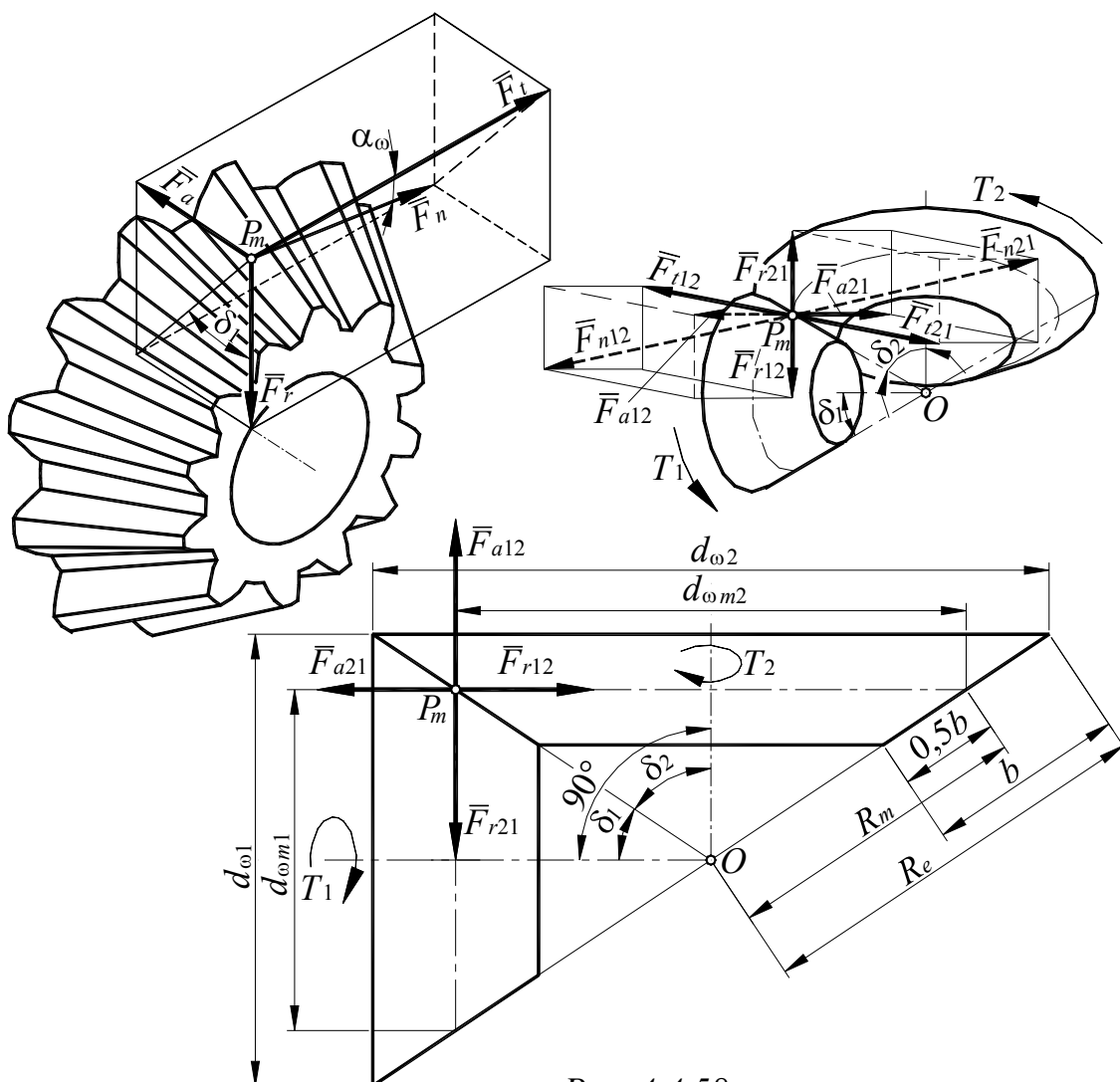


Рис. 4.4.58

При расчете прямозубой конической передачи считают, что равнодействующая нормальная сила F_n распределенной вдоль зуба нагрузки q приложена на середине длины зуба нормально к его боковой поверхности.

Нормальная сила F_n раскладывается на окружную силу F_t , радиальную силу F_r и осевую силу F_a :

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{\omega m1}} = \frac{2T_2}{d_{\omega m2}} = \frac{2T_2}{u d_{\omega m1}}, \quad (4.4.297)$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha_{\omega} \sin \delta, \quad (4.4.298)$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{\omega} \cos \delta. \quad (4.4.299)$$

Для *ортогональной* конической передачи (при $\Sigma = 90^\circ$):

$$\overline{F}_{t12} = -\overline{F}_{t21}, \quad (4.4.300)$$

$$\overline{F}_{a12} = -\overline{F}_{r21}, \quad (4.4.301)$$

$$\overline{F}_{r12} = -\overline{F}_{a21}. \quad (4.4.302)$$

4.4.3.2.3.2. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ПРЯМОЗУБОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ПО КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ

Расчет зубьев прямозубой конической передачи на контактную прочность производят в предположении, что нагрузочная способность конической передачи равна нагрузочной способности *эквивалентной* ей *цилиндрической прямозубой передачи* при одинаковой длине зубьев. В этом случае *конические* колеса заменяют *эквивалентными цилиндрическими* колесами, модуль m_o которых принимают равным модулю m_m конических колес в *среднем* сечении зуба (рис. 4.4.54, 4.4.55, 4.4.58).

Однако опыт эксплуатации показывает, что при одинаковой нагрузке конические передачи выходят из строя быстрее цилиндрических. Это объясняется большим влиянием на конические передачи неточностей изготовления и монтажа, а также нарушением регулировки зацепления из-за увеличения зазоров в подшипниках в процессе работы. В связи с этим принимают, что нагрузочная способность конической передачи составляет примерно 85% от нагрузочной способности эквивалентной ей цилиндрической передачи:

$$\sigma_{H_k} = \frac{\sigma_{H_{цз}}}{0,85}. \quad (4.4.303)$$

Диаметр делительной окружности эквивалентного колеса принимают равным диаметру развертки *среднего* дополнительного конуса:

$$d_{1з} = \frac{d_{\omega m1}}{\cos \delta_1}, \quad (4.4.304)$$

$$d_{2э} = \frac{d_{\omega m 2}}{\cos \delta_2}. \quad (4.4.305)$$

Числа зубьев эквивалентных колес $z_{\nu 1}$ и $z_{\nu 2}$ определяются по формулам (4.4.292) и (4.4.293). Передаточное число эквивалентных колес равно:

$$u_э = \frac{z_{\nu 2}}{z_{\nu 1}} = \frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2} = u \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2}, \quad (4.4.306)$$

или, с учетом (4.4.242), получим:

$$u_э = \frac{\sin \delta_2 \cos \delta_1}{\sin \delta_1 \cos \delta_2} = \frac{\operatorname{tg} \delta_2}{\operatorname{tg} \delta_1}. \quad (4.4.307)$$

Для ортогональных конических передач, когда $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$:

$$u_э = \operatorname{tg}^2 \delta_2 = \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \delta_1} = u^2. \quad (4.4.308)$$

Из рис. 4.4.58 получаем:

$$d_{\omega m 1} = 2R_m \sin \delta_1. \quad (4.4.309)$$

Учитывая формулы (4.4.309) и (4.4.248), запишем формулу (4.4.304) в виде:

$$d_{1э} = \frac{2R_m}{u} \quad (4.4.310)$$

Для расчета эквивалентных *прямозубых* цилиндрических колес по контактной прочности воспользуемся формулой (4.4.204) с учетом (4.4.303), (4.4.304) и (4.4.309):

$$\sigma_H = \frac{0,7u}{R_m} \sqrt{\frac{KT_{2H}(u_э \pm 1)E_{\text{пр}}}{b \sin 2\alpha_\omega}} \leq \sigma_{Hр}. \quad (4.4.311)$$

Введем обозначение:

$$\psi_{bR} = \frac{R_m}{b}, \quad (4.4.312)$$

где ψ_{bR} – коэффициент длины зуба.

Подставим в уравнение (4.4.311) вместо u^2 его значение из (4.4.308). Тогда, с учетом (4.4.312) уравнение (4.4.311) преобразуется к виду:

$$R_m \geq 0,7853 \sqrt{\frac{KT_{2H}u^2(u^2 + 1)\psi_{bR}E_{\text{пр}}}{\sigma_H^2 \sin 2\alpha_\omega}}. \quad (4.4.313)$$

Из рис. 4.4.58 получаем:

$$R_e = R_m + 0,5b \quad (4.4.314)$$

или, с учетом (4.4.312):

$$R_e = R_m \left(1 + \frac{0,5}{\Psi_{bR}} \right) \quad (4.4.315)$$

Заменив R_m в уравнении (4.4.313) его значением из (4.4.315), после преобразований получим:

$$R_e \geq \frac{0,785}{1 + \frac{0,5}{\Psi_{bR}}} \sqrt[3]{\frac{KT_{2H} u^2 (u^2 + 1) \Psi_{bR} E_{np}}{\sigma_H^2 \sin 2\alpha_\omega}}. \quad (4.4.316)$$

Задаваясь числом зубьев шестерни $z_1 \geq 18$ и числом зубьев колеса $z_2 = uz_1$, по формулам (4.4.279) – (4.4.291) определяют параметры передачи.

4.4.3.2.3.3. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ПРЯМОЗУБОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ПО ИЗГИБНОЙ ПРОЧНОСТИ

Расчет зубьев на прочность по напряжениям изгиба основывается на тех же допущениях, что и расчет по контактной прочности.

В этом случае формула (4.4.303) принимает вид:

$$\sigma_{F_k} = \frac{\sigma_{F_{из}}}{0,85}. \quad (4.4.317)$$

С учетом (4.4.317) формула (4.4.235) примет вид:

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{0,85m_m b Y_F} \leq \sigma_{Fp}, \quad (4.4.318)$$

в которой величину *коэффициента формы зуба* Y_F определяют по таблицам, либо по графикам вида $Y_F = f(z)$ в зависимости от числа зубьев эквивалентных прямозубых колес, которые определяются по формулам (4.4.292) и (4.4.293).

Введем обозначение:

$$\Psi_{bm} = \frac{b}{m_m}, \quad (4.4.319)$$

где Ψ_{bm} – коэффициент длины зуба.

Преобразуем формулу (4.4.297), заменив в ней значение $d_{\omega m1}$ через модуль зацепления в среднем сечении m_m и число зубьев шестерни z_1 :

$$F_t = \frac{2T_{H2}}{um_m z_1}. \quad (4.4.320)$$

Для определения модуля зацепления в среднем сечении m_m воспользуемся формулой (4.4.318) с учетом (4.4.319) и (4.4.320). После ее преобразования получим:

$$m_m \geq 1,333 \sqrt{\frac{KT_{H2}}{\sigma_{Fp} u z_1 \Psi_{bm} Y_F}} \quad (4.4.321)$$

Так же как и для цилиндрических передач, для большинства *открытых* конических передач и для передач, у которых зубья *закалены до высокой твердости*, прочность на *изгиб* является основным *критерием работоспособности*. В этом случае расчетным параметром является модуль зацепления по наружному дополнительному конусу m_e .

Рассмотрим порядок *проектного* расчета.

Для определения m_e рассмотрим рис. 4.4.59, из которого очевидно:

$$\frac{m_m}{m_e} = \frac{d_{\omega m}}{d_{\omega}} \quad (4.4.322)$$

Тогда, предварительно задав число зубьев на шестерне в пределах от 18 до 30, получим:

$$m_e = m_m \frac{d_{\omega}}{d_{\omega m}} = m_m \frac{d_{\omega m} + 2ab}{d_{\omega m}} = m_m + \frac{b \sin \delta}{z} \quad (4.4.323)$$

Расчет по формуле (4.4.321) при одинаковых материалах пары сопрягаемых колес следует вести по шестерне. При разных материалах расчет проводят по тому из колес, у которого отношение $\frac{\sigma_F}{Y_F}$ меньше.

Полученное значение m_e округляют до стандартного и по формулам (4.4.279)-(4.4.291) определяют геометрические параметры передачи.

4.4.3.3. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.4.3.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Червячные передачи (рис. 4.4.60) применяют для передачи вращения с постоянным передаточным отношением между валами, оси которых скрещиваются под некоторым углом Σ . В подавляющем большинстве случаев их применяют в тех случаях, когда оси ведущего и ведомого валов скрещиваются под углом Σ , равным 90° (*ортогональные* червячные передачи); с межосевым углом передачи, отличным от 90° , они применяются крайне редко.

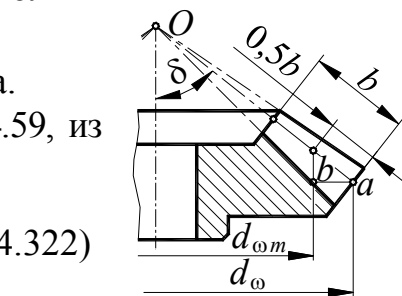


Рис. 4.4.59

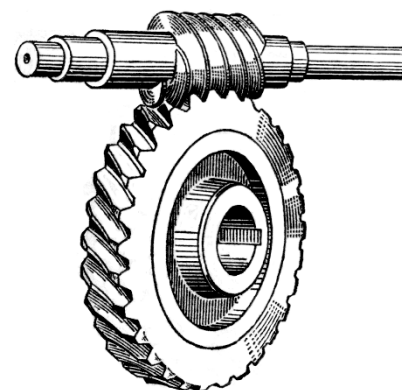


Рис. 4.4.60

Ведущим (входным) звеном обычно является червяк; лишь иногда в ускоряющих передачах ведущим (выходным) является колесо.

Простейшее представление о работе червячной передачи можно получить, рассматривая кинематику винтовой пары. Для этого

используем сопряженные винт и гайку с трапецеидальной резьбой, условившись дать винту только вращательное движение, а гайке – только поступательное (рис. 4.4.61). Обозначив через T крутящий момент, передаваемый винтом, через F_t – окружное усилие на среднем диаметре d винта и через F_a – осевое усилие, получим следующие зависимости:

$$F_t = \frac{2T}{d}; \quad (4.4.324)$$

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi), \quad (4.4.325)$$

где γ – угол подъема винтовой линии;

φ – угол трения.

Полный КПД винтовой пары (раздел 1.6.2.3) равен:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}. \quad (4.4.326)$$

В приведенных зависимостях для винтовой пары в движении ничего не изменится, если из целой гайки вырежем ее часть в продольном направлении винта и, отбросив остальную часть гайки, согнем вырезанную часть по радиусу r_2 (рис. 4.4.62). При вращении винта с угловой скоростью ω_1 выгнутая часть гайки будет поворачиваться вокруг неподвижного центра O с угловой скоростью ω_2 . При этом приведенные выше зависимости останутся без изменений. Наконец, оставляя винт таким же, и замыкая сектор гайки увеличивая до полной окружности, вместо вырезанной части гайки получим винтовое колесо, которое называют *червячным колесом*, а винт в этом случае называют *червяком* (рис. 4.4.63).

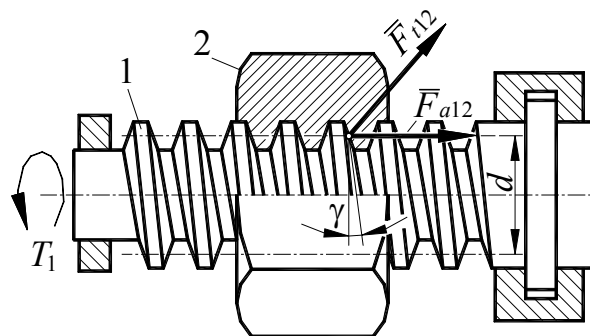


Рис. 4.4.61

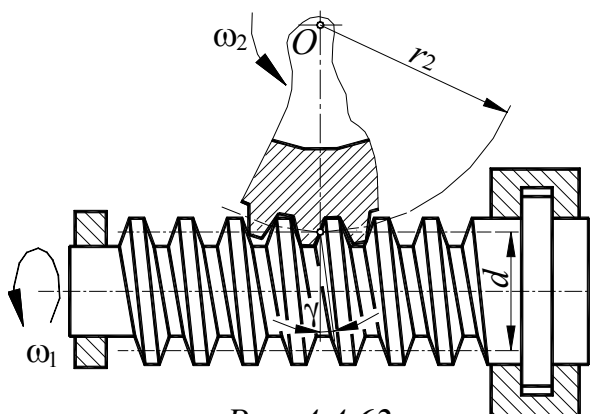


Рис. 4.4.62

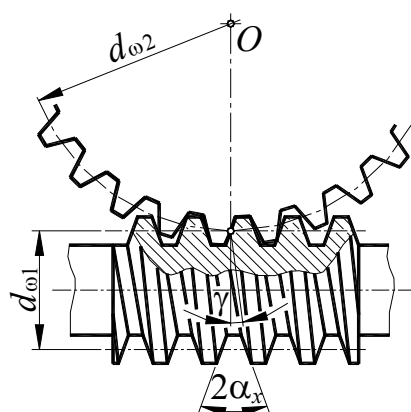


Рис. 4.4.63

4.4.3.3.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ВЗАИМОСВЯЗИ В ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ С АРХИМЕДОВЫМ ЧЕРВЯКОМ

ГОСТ 18498-89 и ГОСТ 19036-81 предусматривают следующие основные типы цилиндрических червяков:

- архимедов (ZA);
- эвольвентный (Z1);
- с прямолинейным профилем витка (ZN1);
- с прямолинейным профилем впадины (ZN2);
- цилиндрический, образованный конусом (ZK1).

Если направление режущей грани инструмента резца, проходит через ось червяка, то получается линейчатая винтовая поверхность, образующие *ba* которой пересекают ее ось (рис. 4.4.64). Сечение этой поверхности плоскостью, перпендикулярной оси, дает архимедову спираль, отчего возникло и наименование – *архимедов червяк*. Они наиболее распространены и поэтому являются предметом рассмотрения в данном курсе.

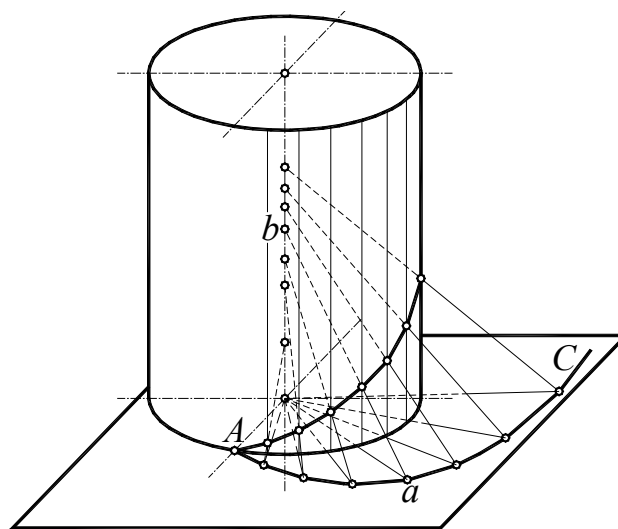


Рис. 4.4.64

Архимедовы червяки имеют в *осевом* сечении *прямобоочный* профиль с углом $\alpha_x = 20^\circ$. Схема и основные элементы червячной передачи с архимедовым червяком показаны на рис. 4.4.65.

Ортогональное червячное зацепление с архимедовым червяком в его сечении плоскостью, перпендикулярной к оси червячного колеса и проходящей через ось червяка (рис. 4.4.65), может быть представлено как *плоское реечное зацепление*, так в этом сечении профиль червяка получается такой же, как и у рейки эвольвентного зацепления, то есть трапецидальной формы; сопряженный профиль зуба червячного колеса очерчивается по эвольвенте.

Геометрический расчет червячной передачи основан на равенстве нормальных составляющих v_n окружных скоростей в точке касания начальных цилиндров червяка и червячного колеса, имеющих радиусы $r_{\omega 1}$ и $r_{\omega 2}$.

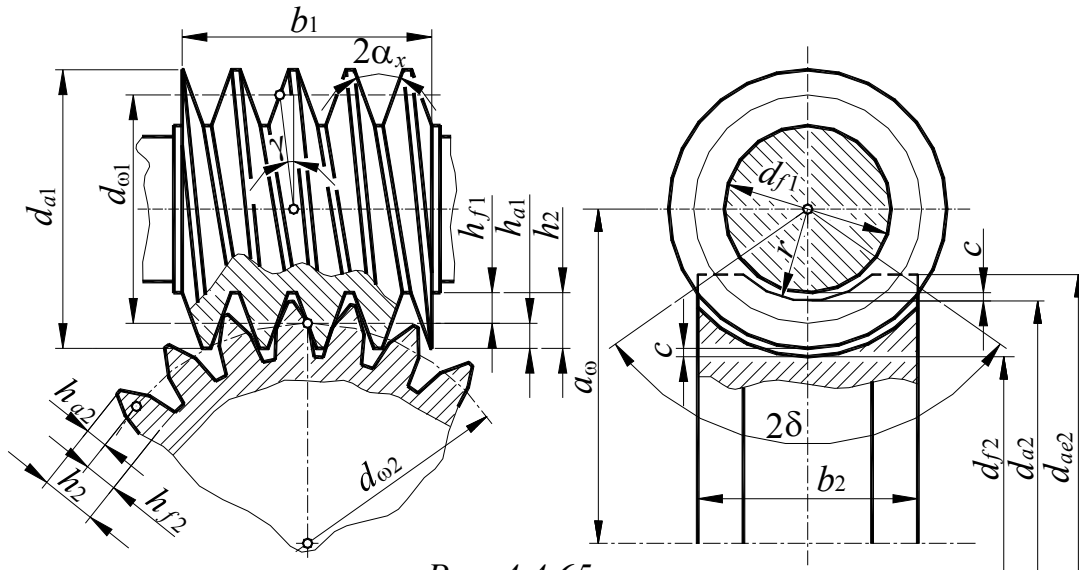


Рис. 4.4.65

Для червяка (рис. 4.4.66), вращающегося со скоростью ω_1 и расположенного под ним колеса, вращающегося со скоростью ω_2 , можно построить план скоростей. В *ортогональной* червячной передаче оси вращения червяка (I) и колеса (II) *перекрещиваются* под углом $\Sigma = 90^\circ$. Винтовая линия на начальном цилиндре червяка, представленная пунктиром, имеет *угол подъема* γ . Угловые скорости на рис. 4.4.66, представлены векторами $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\omega}_2$ так, что с конца вектора вращение наблюдается происходящим против часовой стрелки. Из рис. 4.4.66 видно, что нормальная составляющая окружных скоростей равна:

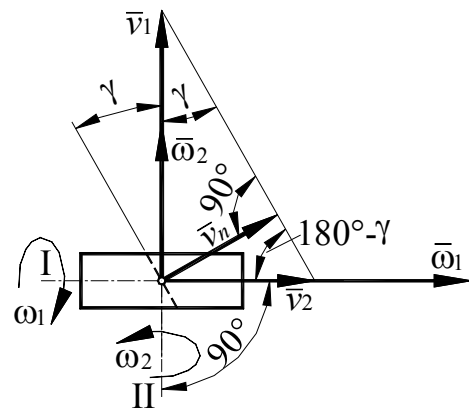


Рис. 4.4.66

Из рис. 4.4.66 видно, что нормальная составляющая окружных скоростей равна:

$$\bar{v}_n = \omega_1 r_{\omega 1} \sin \gamma = \omega_2 r_{\omega 2} \cos \gamma. \quad (4.4.327)$$

Следовательно, передаточное число будет равно:

$$u = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{r_{\omega 2} \cos \gamma}{r_{\omega 1} \sin \gamma} = \frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}} \operatorname{ctg} \gamma. \quad (4.4.328)$$

В данном курсе рассматривается червячное зацепление с архимедовым червяком *без смещения*, когда $d_{\omega 1} = d_1$ и $d_{\omega 2} = d_2$.

Шаг p_1 витков червяка (рис. 4.4.67, 4.4.68), измеряемый вдоль оси вращения его, равен:

$$p_1 = \frac{p_{n1}}{\cos \gamma}, \quad (4.4.329)$$

где p_{n1} – нормальный шаг в направлении, перпендикулярном направлению витков.

Шаг p_2 червячного колеса:

$$p_2 = \frac{p_{n2}}{\cos \gamma}, \quad (4.4.330)$$

В формулах (4.4.329) и (4.4.330):

γ – угол подъема винтовой линии, равный углу наклона зубьев колеса.

В зависимости от *направления* резьбы червяка различают *правозаходные* и *левозаходные* передачи, причем передачи с правозаходными червяками имеют преимущественное распространение.

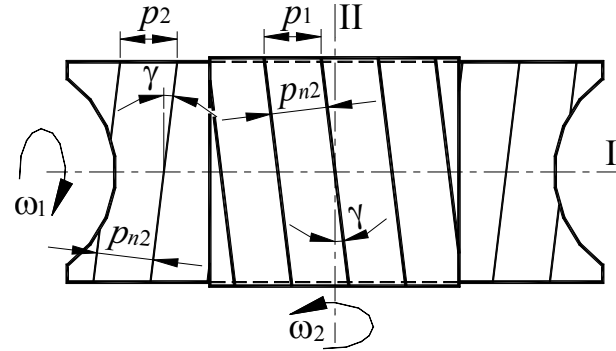


Рис. 4.4.67

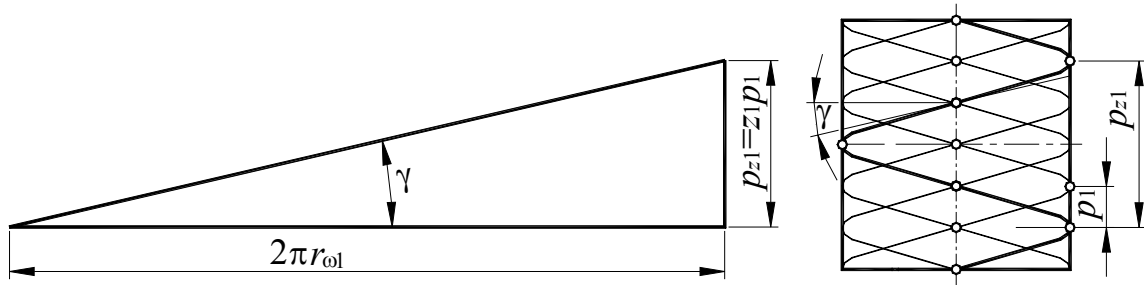


Рис. 4.4.68

В зависимости от *количества параллельных* витков резьбы червяка различают передачи одно- и многозаходные (как правило, $z_1 \leq 4$).

Из уравнений (4.4.329), (4.4.330), вследствие равенства нормальных шагов червяка и червячного колеса, следует, что:

$$p_1 = p_2 = p. \quad (4.4.331)$$

Так как ход винтовой линии червяка p_{z1} равен (рис. 4.4.68):

$$p_{z1} = 2\pi r_{\omega 1} \operatorname{tg} \gamma = z_1 p, \quad (4.4.332)$$

где z_1 – число заходов червяка, то, с учетом того, что:

$$m = \frac{p}{\pi}, \quad (4.4.333)$$

радиус начальной окружности червяка будет равен:

$$r_{\omega 1} = \frac{z_1 p}{2\pi \operatorname{tg} \gamma} = \frac{z_1 m}{2 \operatorname{tg} \gamma}, \quad (4.4.334)$$

В формулах (4.4.333) и (4.4.334):

m – осевой модуль червяка, принимаемый в соответствии со стандартом для червячного зацепления.

Для упрощения расчетных формул введем коэффициент, называемый *относительным диаметром червяка* q :

$$q = \frac{z_1}{\operatorname{tg} \gamma}. \quad (4.4.335)$$

Значения величины относительных диаметров червяка q стандартизованы.

Тогда формула (4.4.334) примет вид:

$$r_{\omega 1} = \frac{qm}{2}. \quad (4.4.336)$$

или

$$d_{\omega 1} = qm. \quad (4.4.337)$$

На основании уравнений (4.4.329), (4.4.330), (4.4.331) формулу (4.4.333) можно записать в виде:

$$m = \frac{m_n}{\cos \gamma}. \quad (4.4.338)$$

Для червячного колеса:

$$r_{\omega 2} = \frac{mz_2}{2}. \quad (4.4.339)$$

или

$$d_{\omega 2} = mz_2. \quad (4.4.340)$$

Остальные размеры червячной передачи с архимедовыми червяками определяются по формулам (рис. 4.4.65):

$$a_{\omega} = \frac{d_{\omega 2} + d_{\omega 1}}{2} = \frac{m(z_2 + q)}{2}. \quad (4.4.341)$$

В соответствии с ГОСТ 19650-74 и ГОСТ 19036-81:

$$h_{a1} = h_{a2} = h_a, \quad (4.4.342)$$

$$h_{f1} = h_{f2} = h_f, \quad (4.4.343)$$

$$h_a = h_a^* m, \quad (4.4.344)$$

$$h_f = h_f^* m, \quad (4.4.345)$$

$$h_a^* = 1, \quad (4.4.346)$$

$$h_f^* = 1 + c^*, \quad (4.4.347)$$

$$c^* = 0,2. \quad (4.4.348)$$

С учетом (4.4.342)–(4.4.348) из рис. 4.4.65:

$$d_{a1} = d_{\omega 1} + 2h_{a1} = m(q + 2), \quad (4.4.349)$$

$$d_{a1} = d_{\omega 1} + 2h_{a1} = m(z_2 + 2), \quad (4.4.350)$$

$$d_{f1} = d_{\omega 1} - 2h_{f1} = m(q - 2,4), \quad (4.4.351)$$

$$d_{f2} = d_{\omega 2} - 2h_{f2} = m(z_2 - 2,4). \quad (4.4.352)$$

Согласно формуле (4.4.335), угол подъема винтовой линии червяка по начальному цилиндру, равный углу наклона зубьев колеса, равен:

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q} \quad (4.4.353)$$

Для проектирования *ортогональной* червячной передачи с *архимедовым* червяком *без смещения* на основании опыта их проектирования, изготовления и эксплуатации предложены следующие рекомендации.

Длина нарезанной части червяка b_1 :

при z_1 , равном 1 и 2:

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m, \quad (4.4.354)$$

при z_1 , равном 3 и 4:

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m. \quad (4.4.355)$$

Ширина колеса b_2 :

при $z_1 < 4$:

$$b_2 \leq 0,75d_{a1}, \quad (4.4.356)$$

при $z_1 = 4$:

$$b_2 \leq 0,67d_{a1}. \quad (4.4.357)$$

Наибольший диаметр червячного колеса d_{ae2} :

$$d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_2 + 2}. \quad (4.4.358)$$

Условный угол обхвата 2δ :

$$\delta = \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}. \quad (4.4.359)$$

Условный угол обхвата может быть принят из диапазонов:

- для силовых передач $2\delta = 90^\circ - 120^\circ$,
- для кинематических передач $2\delta = 45^\circ - 90^\circ$.

Коэффициент полезного действия червячной передачи определяется как КПД последовательной цепи звеньев:

$$\eta = \eta_{\text{вп}} \eta_{\text{зз}}, \quad (4.4.360)$$

где $\eta_{\text{вп}}$ — КПД винтовой кинематической пары, соответствующий подъему гайки по винту (определяется по уравнению (4.4.326));

$\eta_{\text{зз}}$ — КПД зубчатого зацепления ($\eta_{\text{зз}} = 0,97 - 0,98$).

Скорость скольжения зубьев колеса по виткам червяка определяется как разность *векторов* окружных скоростей этих элементов (рис. 4.4.66):

$$v_{\text{ск}} = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{v_2}{\sin \gamma}. \quad (4.4.361)$$

Из формулы (4.4.326) следует; что КПД передачи возрастает с увеличением числа витков (заходов) червяка z_1 (при этом увеличивается угол подъема винтовой линии γ) и с уменьшением коэффициента трения f .

Как показали экспериментальные исследования, КПД зацепления зависит и от шероховатости поверхности, увеличиваясь с ее уменьшением.

В предварительных расчетах можно принять:

$$\eta = 0,70-0,75 \text{ при } z_1 = 1,$$

$$\eta = 0,75-0,82 \text{ при } z_1 = 2,$$

$$\eta = 0,87-0,92 \text{ при } z_1 = 4.$$

Невысокий КПД показывает то, что в червячной передаче значительная часть механической энергии переходит в тепловую. Вызванное этим повышение температуры зоны контакта ухудшает защитные свойства масляного слоя, увеличивает опасность заедания и выхода передачи из строя. Для предотвращения чрезмерного повышения температуры масла рассматривают тепловой баланс между тепловыделением и теплоотдачей и при необходимости реализуют мероприятия, уменьшающие тепловыделение выделение или увеличивающие теплоотдачу.

Основные *достоинства* червячных передач – плавность и относительная бесшумность, возможность реализации большого передаточного числа в одной ступени, возможность самоторможения (при низком коэффициенте полезного действия).

Основные *недостатки* – низкий коэффициент полезного действия, нагрев при работе на машинах непрерывного действия, высокая стоимость материала венцов червячных колес (бронза) для быстроходных передач.

4.4.3.3. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Нормальное к поверхности зуба усилие F_n (рис. 4.4.69), условно сосредоточенное в полюсе зацепления P , можно разложить на окружную F_t , осевую F_a и радиальную F_r составляющие. При этом учитывают, что возникающее в зацеплении трение отклоняет силу F_n на угол трения φ от общей нормали к профилям.

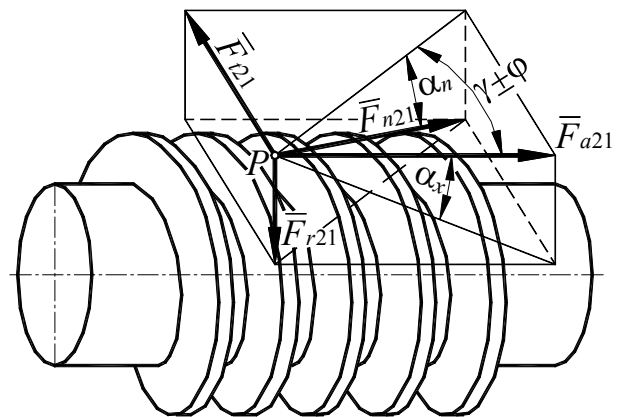


Рис. 4.4.69

Схема разложения нормальной силы F_{n21} , действующей на архимедов червяк, представлена на рис. 4.4.69.

Окружная сила F_{t21} :

$$F_{t21} = \frac{2KT_{1H}}{d_{\omega 1}} = \frac{2KT_{2H}}{\eta d_{\omega 2}} = \frac{2KT_{2H}}{u\eta d_{\omega 1}} = F_{n21} \cos \alpha_n \sin(\gamma \pm \varphi), \quad (4.4.362)$$

осевая сила F_{a21} :

$$F_{a21} = F_{n21} \cos \alpha_n \cos(\gamma \pm \varphi) = F_{t21} \operatorname{ctg}(\gamma \pm \varphi), \quad (4.4.363)$$

радиальная сила F_{r21} :

$$F_{r21} = F_{n21} \sin \alpha_n = F_{t21} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos(\gamma \pm \varphi)}. \quad (4.4.364)$$

Нормальную силу F_{n21} определим из уравнения (4.4.362):

$$F_{n21} = \frac{2KT_{2H}}{u\eta d_{\omega 1} \cos \alpha_n \sin(\gamma \pm \varphi)}. \quad (4.4.365)$$

Из рис. 4.4.69 определим значение угла α_n :

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{F_r}{F_t} = \frac{F_a \operatorname{tg} \alpha_x \sin(\gamma \pm \varphi)}{F_t} = \frac{F_t \cos(\gamma \pm \varphi) \operatorname{tg} \alpha_x \sin(\gamma \pm \varphi)}{F_t \sin(\gamma \pm \varphi)} = \operatorname{tg} \alpha_x \cos(\gamma \pm \varphi). \quad (4.4.366)$$

Знак «+» в значении угла $(\gamma \pm \varphi)$ принимают при *ведущем* червяке, знак «-» - при *ведомом*.

Рассмотрим распределение сил в зацеплении червячной передачи (рис. 4.4.70).

С достаточной для практики точностью можно принять, что:

$$F_{a12} = F_{t21}, \quad (4.4.367)$$

$$F_{t12} = F_{a21}, \quad (4.4.368)$$

$$F_{r12} = F_{r21} \quad (4.4.369)$$

$$F_{n12} = F_{n21}. \quad (4.4.370)$$

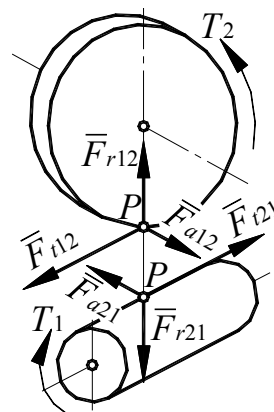


Рис. 4.4.70

4.4.3.3.4. МАТЕРИАЛЫ ЭЛЕМЕНТОВ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Тяжелые условия работы *червяка* в червячной паре (большая относительная скорость скольжения рабочих поверхностей, малый диаметр при относительно высокой длине между опорами) вызывают необходимость применения высококачественной углеродистой или легированной стали для его изготовления. Наименьшая интенсивность изнашивания в червячной паре обеспечивается, если червяк имеет высокую твердость,

а его рабочие поверхности имеют малую шероховатость. Поэтому для червяков используются стали марок 45, 40Х, 40ХН, 35ХГСА, закаленные до твердости (45-55)HRC с последующей шлифовкой.

Широко применяются червяки из сталей 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ и другие, подвергаемые цементации и из сталей 38Х2МЮА, 38Х2Ю и другие, упрочняемые азотированием. В этом случае достигается твердость поверхностей червяка (56-63)HRC, а финишную обработку производят шлифованием и полированием.

Значение угла трения φ червяка и червячного колеса, определяющего КПД передачи (см. формулу (4.4.326)), в большей своей части зависит от сочетания материалов пары «червяк – червячное колесо». В качестве материалов венцов червячных колес червячных передач с целью уменьшения трения используются бронзы, латуни и серые чугуны, которые условно делят на три группы:

- группа I – оловянные бронзы;
- группа II – безоловянные бронзы и латуни;
- группа III – серые чугуны (применяют для изготовления малонагруженных или редко работающих передач, в которых габариты и масса не имеют определяющего значения).

Из бронзы или латуни изготавливают только венец червячного колеса, монтируемый на стальную или чугунную ступицу. Чугунные колеса, как правило, делают цельными. Подробные сведения о материалах и их допускаемых напряжениях можно найти в специальной литературе.

4.4.3.3.5. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

4.4.3.3.5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В червячной передаче в отличие от зубчатой окружные скорости червяка v_1 и колеса v_2 не совпадают по направлению и различны по величине. Поэтому в относительном движении начальных цилиндров обкатывание профилей происходит с большим скольжением витков червяка по зубьям колеса. Когда точка контакта совпадает с полюсом зацепления P , скорость скольжения $v_{ск}$, определяемая уравнением (4.4.361), направлена по касательной к винтовой линии витка червяка (рис. 4.4.66). Скольжение является причиной износа и заедания передач, снижает их КПД.

Существенное влияние на условия смазывания и износ зубьев колеса оказывает расположение контактных линий. В ортогональной передаче с архимедовым червяком криволинейные контактные линии (рис. 4.4.71) образуют с вектором скорости скольжения некоторый угол δ , при котором создаются неблагоприятные условия для смазывания.

Опыт эксплуатации закрытых червячных передач показал, что их в большинстве случаев потеря работоспособности передачи вызывается износом зубьев червячного колеса, схватыванием (заеданием), усталостным контактным выкрашиванием. При *мягком* материале (оловянные бронзы) венца колеса схватывание проявляется в форме постепенного «намазывания» его материала на червяк. При *твердом* материале (алюминиево-железистая бронза, чугун) венца колеса схватывание происходит в более опасной форме – завершается задиром, вызывающим усиленный износ зубьев червячного колеса и последующее их разрушение.

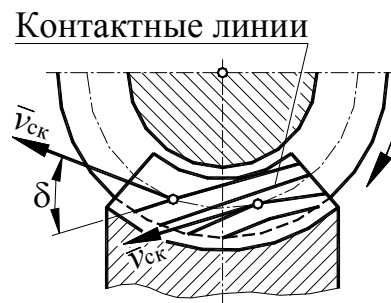


Рис. 4.4.71

В *открытых* передачах встречаются поломки зубьев колес и их износ. Таким образом, *контактная прочность, износостойкость и противозадирная стойкость* являются основными критериями работоспособности червячных передач.

4.4.3.5.2. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

Общие принципы расчета цилиндрических косозубых зубчатых передач по контактным напряжениям применимы и к червячным передачам, причем рассчитывают только зубья колеса, так как витки червяка, выполняемые из сталей, значительно прочнее.

По аналогии с косозубой передачей [см. формулу (4.4.228)] суммарная длина контактных линий

$$l_{\Sigma} = \zeta \frac{l \varepsilon_{\alpha}}{\cos \gamma} \quad (4.4.371)$$

где $l = \frac{\pi d_{\omega 1} 2\delta}{360^{\circ}}$ – длина зуба червячного колеса на делительном цилиндре червяка,

2δ – условный угол обхвата,

ζ – коэффициент, учитывающий, что соприкосновение осуществляется не по полной дуге обхвата 2δ ,

ε_{α} – коэффициент торцового (для колеса) перекрытия.

Принимая $\varepsilon_{\alpha} \approx 1,8$ и $\zeta \approx 0,75$ для наиболее употребительного значения $2\delta = 100^{\circ}$ получаем:

$$l_{\Sigma} = 1,178 \frac{d_{\omega 1}}{\cos \gamma} \quad (4.4.372)$$

В этом случае *расчетная удельная нагрузка* q с учетом выражений (4.4.365) и (4.4.372) будет равна:

$$q = \frac{F_{n21}}{l_{\Sigma}} = \frac{1,7 KT_{2H} \cos \gamma}{d_{\omega 1}^2 u \eta \cos \alpha_n \sin(\gamma \pm \varphi)}. \quad (4.4.373)$$

Для определения *приведенного радиуса кривизны* в полюсе зацепления P достаточно знать параметры только цилиндрического прямозубого колеса, *эквивалентного червячному* (см. раздел 4.4.2.6.2), так как для *архимедовых червяков радиус кривизны витков червяка в осевом сечении* ρ_1 равен бесконечности. Из формулы (4.4.197) для *внешнего контакта рабочих поверхностей* получаем:

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}. \quad (4.4.374)$$

Для рассматриваемого случая:

$$\rho_1 = \infty. \quad (4.4.375)$$

Тогда из формулы (4.4.374) с учетом (4.4.375) получаем:

$$\rho_{\text{пр}} = \rho_2. \quad (4.4.376)$$

С учетом (4.4.200) и (4.4.144) величина приведенного радиуса кривизны контактирующих рабочих поверхностей в полюсе зацепления P червячной передачи с *архимедовым червяком* будет определяться уравнением:

$$\rho_{\text{пр}\varepsilon} = \frac{d_{\omega 2} \sin \alpha_x}{2 \cos^2 \gamma} = \frac{d_{\omega 1} u \sin \alpha_x}{2 \cos^2 \gamma}. \quad (4.4.377)$$

Подставляя полученные значения q и $\rho_{\text{пр}\varepsilon}$ из уравнений (4.4.373) и (4.4.377) в уравнение прочности при расчете на *контактную прочность* (4.4.194), получим:

$$d_{\omega 1} \geq 0,841 \cos \gamma \sqrt[3]{\frac{KT_{2H} E_{\text{пр}}}{\sigma_H^2 u^2 \eta \sin \alpha_x \cos \alpha_n \sin(\gamma \pm \varphi)}} \quad (4.4.378)$$

Значение α_n определяется из уравнения (4.4.66):

$$\alpha_n = \arctg \left[\operatorname{tg} \alpha_x \cos(\gamma \pm \varphi) \right]. \quad (4.4.379)$$

С достаточной для практики точностью формулу (4.4.378) можно упростить, приняв:

$$\alpha_n \approx \alpha_x = 20^\circ. \quad (4.4.380)$$

Тогда:

$$d_{\omega 1} \geq 1,23 \cos \gamma \sqrt[3]{\frac{KT_{2H} E_{\text{пр}}}{\sigma_H^2 u^2 \eta \sin(\gamma \pm \varphi)}}. \quad (4.4.381)$$

где $E_{пр}$ – приведенный модуль упругости первого рода (определяется по формуле (4.4.196),

K – коэффициент нагрузки.

$$K = \frac{K_{\beta}}{K_{\alpha}} \quad (4.4.382)$$

где K_{β} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (при постоянной нагрузке $K_{\beta}=1$, при переменной нагрузке $K_{\beta}=1,1-1,3$),

K_{α} – коэффициент, учитывающий точность передачи (назначается в зависимости от степени точности передачи по табл. 4.4.3).

Таблица 4.4.3

| Степень точности передачи $n_{ст. точн.}$ | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---|------|------|------|------|
| K_{α} | 1,20 | 1,15 | 1,10 | 1,00 |

4.4.3.3.5.3. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА

Расчет зубьев колеса по напряжениям изгиба производят *приближенно* по аналогии с расчетом *косозубых* цилиндрических эвольвентных колес, но при этом учитывают различие геометрической формы и характера зацепления зубьев.

С учетом вышеизложенного формулу (4.4.235) можно записать так:

$$\sigma_F = \frac{F_{t12}}{m_n l_{\Sigma} Y_F} \leq \sigma_{Fp} \quad (4.4.383)$$

С учетом (4.4.368) и (4.4.363) формула (4.4.383) примет вид:

$$\sigma_F = \frac{2KT_{2H} \operatorname{ctg}(\gamma \pm \varphi)}{u\eta d_{\omega 1} m_n l_{\Sigma}} \leq \sigma_{Fp} \quad (4.4.384)$$

Для червячной передачи с архимедовым червяком формулу (4.4.141) можно записать в виде:

$$m_n = m \cos \gamma, \quad (4.4.385)$$

где m – расчетный модуль.

Тогда, с учетом формул (4.4.372), (4.4.340) и (4.4.385), формула (4.4.384) примет вид:

$$\sigma_F = \frac{1,7KT_{2H} \operatorname{ctg}(\gamma \pm \varphi)}{u\eta m^3 z_2^2} \leq \sigma_{Fp} \quad (4.4.386)$$

Из уравнения (4.4.386) получаем формулу для определения *расчетного модуля*:

$$m \geq 1,23 \sqrt{\frac{KT_{2H} \operatorname{ctg}(\gamma \pm \varphi)}{\sigma_{Fuz_2}^2 \eta}}. \quad (4.4.387)$$

4.4.3.3.6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Для нормальной работы передачи необходимо, чтобы количество теплоты, выделяющееся в результате превращения механической энергии в тепловую, не превышало количества теплоты, отводимой от передачи.

Количество теплоты Q_1 , выделяющееся в передаче, кал/ч:

$$Q_1 = 860(1 - \eta)P_{\text{вх}}, \quad (4.4.388)$$

где $P_{\text{вх}}$ – мощность на вращающемся валу, Вт,

η – КПД передачи с учетом потерь на трение в зацеплении и подшипниках, а также гидравлических потерь в масляной ванне.

Количество теплоты Q_2 , отводимой через стенки редуктора в окружающую среду естественным путем, кал/ч:

$$Q_2 = A_k k_T (t_M^\circ - t_B^\circ), \quad (4.4.389)$$

где A_k – площадь теплоотводящей поверхности корпуса (м^2), соприкасающаяся со свободно циркулирующим воздухом снаружи и омываемая маслом или его брызгами изнутри, (поверхность днища корпуса обычно не учитывают; если корпус снабжен теплоотводящими ребрами, учитывают половину их поверхности);

k_T – коэффициент теплоотдачи (в зависимости от подвижности воздуха в помещении и масла в масляной ванне $k_T = 7,5-15$ кал/м²);

t_M° – температура масла в редукторе, °С;

t_B° – температура окружающей среды (воздуха), °С.

Из формул (4.4.388) и (4.4.389), полагая $Q_1 = Q_2$, получаем:

$$t_M^\circ = t_B^\circ + \frac{860(1 - \eta)}{A_k k_T}. \quad (4.4.390)$$

Должно выполняться условие:

$$t_M^\circ \leq t_{\text{мп}}^\circ, \quad (4.4.391)$$

где $t_{\text{мп}}^\circ$ – допускаемая температура применяемого масла.

Если условие (4.4.391) не соблюдается, необходимо или увеличить теплоотводящую поверхность, или применить искусственное охлаждение, или использовать масло с большей допускаемой температурой.

4.4.4. ПЛАНЕТАРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

4.4.4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Планетарным называют механизм, в составе которого имеется хотя бы одно колесо с подвижной осью. Пример такого механизма, представлен на рис. 4.4.72.

В этом механизме зубчатое колесо b неподвижно, зубчатое колесо g имеет подвижную ось $уу$.

Звено H входит во вращательные пары со стойкой и с зубчатым колесом b . При вращении звена H с угловой скоростью ω_H колесо g обегает неподвижное колесо b , вращаясь с угловой скоростью ω_g вокруг мгновенного центра вращения P_0 . Колесо g называется *сателлитом*, звено H , с которым связана ось сателлита, - *водилом*, а центральную ось xx , вокруг которой вращается водило, - *основной осью планетарного механизма*.

Зубчатые колеса, с которыми сателлит образует внешнее или внутреннее зацепление, называют *центральными*. На рис. 4.4.72 буквой b обозначено центральное колесо *внутреннего* зацепления (*коронное колесо*). Буквой a обычно обозначают *центральное колесо внешнего* зацепления - *солнечную шестерню*. В общем случае центральные колеса обозначают буквой k .

Звенья механизма, оси вращения которых совпадают с основной осью xx механизма, называются *основными звеньями*. В планетарном *трехзвенном* механизме, представленном на рис. 4.4.72, основными звеньями являются колесо b и водило H .

Простейший *редуктор*, состоящий из *четырёх* звеньев, может быть получен из планетарного механизма, показанного на рис. 4.4.72, если в него ввести еще одно зубчатое колесо a с осью xx , входящее в зацепление с сателлитом g (рис. 4.4.73).

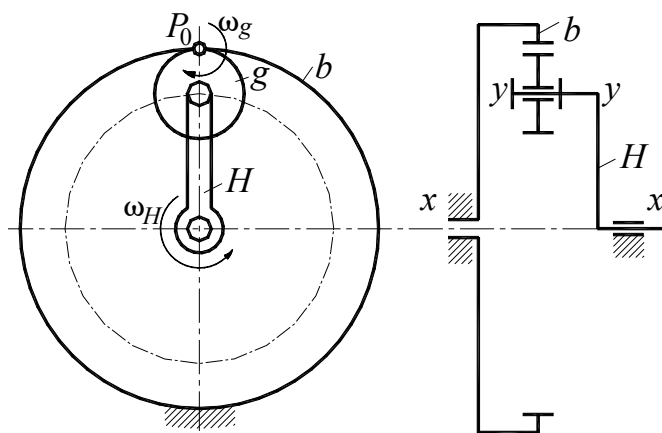


Рис. 4.4.72

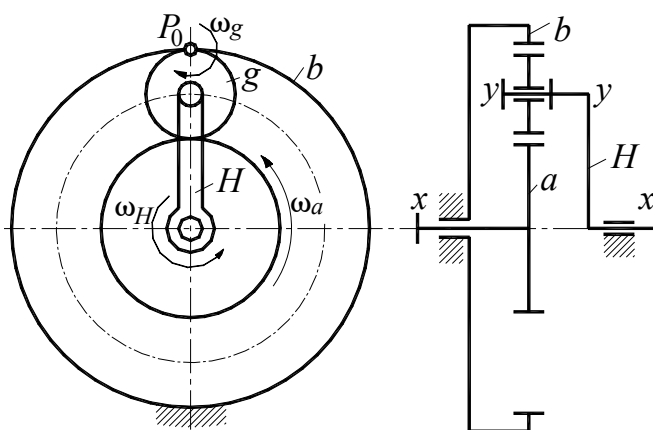


Рис. 4.4.73

Степень подвижности планетарных механизмов w определяют по структурной формуле Чебышева (известной из курса по теории механизмов и машин), так как рассматриваемые механизмы представляют собой плоские кинематические цепи:

$$w = 3n - 2p_5 - p_4 \quad (4.4.392)$$

где n - число звеньев механизма;

p_5 - число кинематических пар 5-го класса;

p_4 - число кинематических пар 4-го класса;

Если степень подвижности планетарного механизма $w = 1$, то его называют *планетарной передачей*, если же $w > 1$, то его называют *дифференциалом*.

В планетарном механизме, приведенном на рис. 4.4.74, подвижными звеньями являются солнечная шестерня a , коронное колесо b , водило H и четыре сателлита g .

Кинематические пары V класса представляют собой опоры подвижных звеньев, т.е. вращательные пары - подшипники, а парами IV класса являются зацепления колес.

Характер движения звеньев не изменится, если в механизме вместо *четырех* сателлитов, представленных на рис. 4.4.74, оставить *один*.

Поэтому три сателлита являются *пассивными* (с точки зрения *структуры*) звеньями. Учитывая, что приносимые ими *пассивные* связи не должны учитываться в *структурной* формуле, имеем $n=4$, $p_5=4$, $p_4=2$; отсюда $w = (3 \times 4) - (2 \times 4) - 2 = 2$, т.е. механизм является *дифференциалом*, а введение *пассивных* сателлитов позволяет разделить передаваемую механизмом мощность на ряд *параллельно* работающих зацеплений.

Все многообразие планетарных механизмов подразделяют на простые и замкнутые передачи и дифференциалы.

Основой для получения планетарных *передач* любой степени сложности служат, как правило, простейшие *дифференциалы*, схемы наиболее распространенных из которых представлены на рис. 4.4.75.

Чтобы получить *из простейшего дифференциала*, имеющего степень подвижности, равную двум, *планетарную передачу*, необходимо лишить его одной из степеней подвижности. Сделать это можно двумя способами.

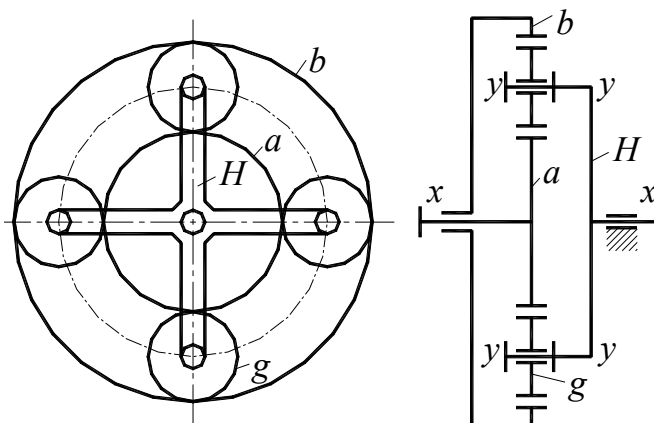


Рис. 4.4.74

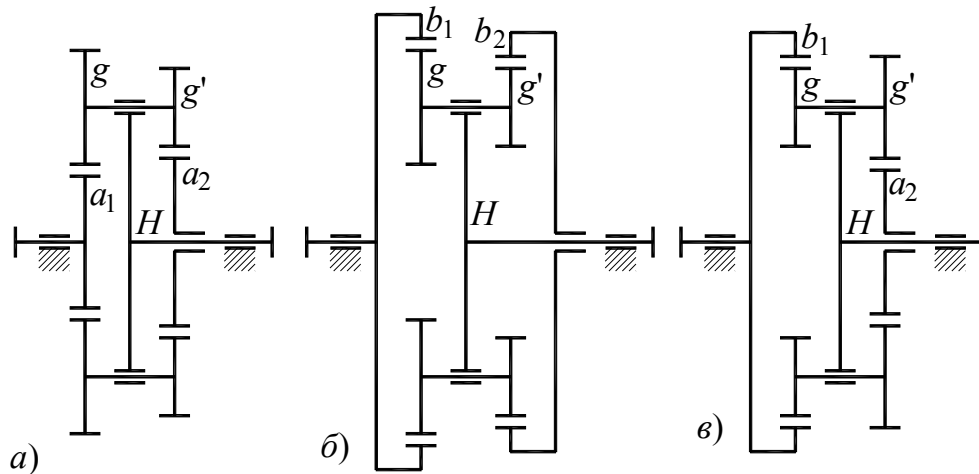


Рис. 4.4.75

Первый способ заключается в остановке (закреплении к стойке) одного из основных звеньев.

Указанным способом можно получить передачи двух типов:

1. если остановить одно из центральных колес, получится простая планетарная передача;
2. если остановим водило, получим обычную передачу, у которой все колеса имеют неподвижные оси вращения.

Как в первом, так и во втором случаях для этих механизмов $w=1$.

По второму способу два каких-либо основных звена дифференциала соединяют между собой через зубчатую передачу (обычную или планетарную).

На рис. 4.4.76, б, в в качестве примера показаны две схемы замкнутых планетарных передач, при этом за исходный механизм выбран простейший трехзвенный дифференциал, представленный на рис. 4.4.74, а.

В первой схеме (рис. 4.4.74, б) два основных звена b_1 и H_1 исходного дифференциала связаны между собой обычной передачей ($b_2 - g' - a_2$).

Во второй схеме (рис. 4.4.74, в) два основных звена b_1 и H_1 исходного дифференциала соединены простой планетарной передачей с неподвижным коронным колесом b_2 .

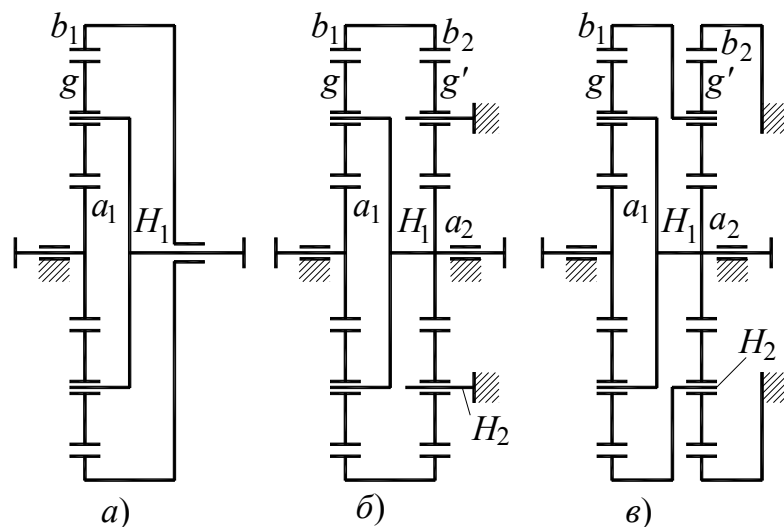


Рис. 4.4.76

Степень подвижности этих передач равна единице, что легко установить по формуле (4.4.392), полагая в ней $n=5$; $p_5=5$ и $p_4=4$.

4.4.4.2. КИНЕМАТИКА ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Кинематическое исследование планетарных передач в общем случае сводится к установлению величины и знака передаточного отношения и к определению угловых скоростей звеньев.

Подробное исследование кинематики планетарных механизмов было проведено в курсе по теории механизмов и машин. В данном курсе рассмотрены наиболее распространенные типы планетарных передач:

AA (редуктор Давида) - с двумя *внешними* зацеплениями (рис. 4.4.77, а);

AJ - с одним *внешним*, одним *внутренним* зацеплением и *парным* блоком саттелитов (рис. 4.4.77, б);

JJ (редуктор Давида) - с двумя *внутренними* зацеплениями (рис. 4.4.77, в);

\overline{AJ} (редуктор Джеймса) - *однорядная* планетарная передача с одним *внешним*, одним *внутренним* зацеплением и *одиначным* саттелитом (рис. 4.4.77, г).

Приведенные на рис. 4.4.77 механизмы могут обеспечить как понижение числа оборотов от ведущего звена к ведомому (редукторы), так и повышение числа оборотов (мультипликаторы). Однако, вследствие возможного самоторможения или получения механизма с низким КПД, планетарные передачи в качестве мультипликаторов обычно не применяют.

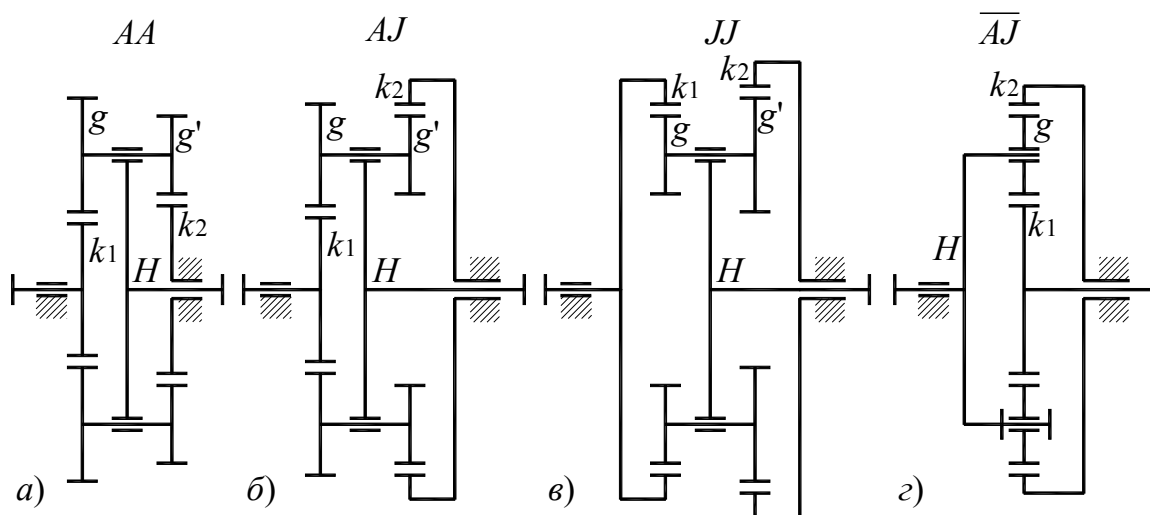


Рис. 4.4.77

Пусть каждое из зубчатых колес механизмов, изображенных на рис. 4.4.77, имеет:

- угловые скорости колес: ω_{k_1} , $\omega_g = \omega_{g'} = \omega_{g,g'}$, ω_{k_2} .

- угловую скорость водила ω_H .

Для получения формулы, связывающей угловые скорости ω_{k_1} , ω_{k_2} , ω_H звеньев k_1 , k_2 и H , применим *метод Виллиса*, основанный на *принципе приведения движения*.

Этот метод заключается в следующем.

Всем звеньям планетарного механизма сообщается *дополнительное* вращение с угловой скоростью, равной по величине, но противоположной по направлению угловой скорости водила H . Вследствие этого водило становится неподвижным, а планетарный механизм превращается в обычную передачу с неподвижными геометрическими осями валов. *Относительное* движение звеньев планетарной передачи при этом остается таким же, каким оно было до остановки водила.

Механизм, полученный вследствие приведения движения, называют *приведенным*.

Условимся в дальнейшем передаточное отношение обозначать буквой i с *тремя индексами*.

Верхний индекс в скобках соответствует действительно неподвижному звену или звену, угловая скорость которого принимается равной нулю. Этот индекс проставляется и у обозначения угловых скоростей звеньев передачи.

Два индекса *внизу* обозначают звенья, между которыми устанавливается передаточное отношение.

Из угловой скорости каждого звена вычтем угловую скорость водила ω_H . В этом случае:

- водило H будет остановлено:

$$(\omega_H = 0),$$

- колесо k_1 будет вращаться с угловой скоростью $\omega_{k_1}^{(H)}$:

$$\omega_{k_1}^{(H)} = \omega_{k_1} - \omega_H,$$

- сателлиты g и g' будут вращаться с угловой скоростью $\omega_{g,g'}^{(H)}$:

$$\omega_{g,g'}^{(H)} = \omega_{g,g'} - \omega_H,$$

- колесо k_2 будет вращаться с угловой скоростью $\omega_{k_2}^{(H)}$:

$$\omega_{k_2}^{(H)} = \omega_{k_2} - \omega_H.$$

Следовательно, передаточное отношение *приведенного* механизма $i_{k_1 k_2}^{(H)}$, как обычного *рядового* механизма с *неподвижными* осями, равно:

$$i_{k_1 k_2}^{(H)} = \frac{\omega_{k_1}^{(H)}}{\omega_{k_2}^{(H)}} = \frac{\omega_{k_1} - \omega_H}{\omega_{k_2} - \omega_H}. \quad (4.4.393)$$

В формуле (4.4.393), называемой *формулой Виллиса*, ω_{k_1} , ω_{k_2} , ω_H обозначают *фактические* угловые скорости вращения центральных колес k_1 и k_2 и водила H планетарного механизма.

При *неподвижном* звене k_2 (для планетарного механизма, когда $\omega_{k_2} = 0$) из формулы (4.4.393) получим:

$$i_{k_1 k_2}^{(H)} = 1 - \frac{\omega_{k_1}}{\omega_H}. \quad (4.4.394)$$

Так как отношение $\frac{\omega_{k_1}}{\omega_H}$ является передаточным отношением планетарного механизма от зубчатого колеса k_1 к водилу H $i_{k_1 H}^{(k_2)}$, формула (4.4.394) может быть представлена в виде:

$$i_{k_1 H}^{(k_2)} = \frac{\omega_{k_1}}{\omega_H}. \quad (4.4.395)$$

или

$$i_{k_1 H}^{(k_2)} = 1 - i_{k_1 k_2}^{(H)}. \quad (4.4.396)$$

Передаточное отношение *приведенного* (рядового) механизма равно (см. раздел 4.4.2.4):

$$i_{k_1 k_2}^{(H)} = (-1)^n \frac{z_g z_{k_2}}{z_{k_1} z_{g'}}, \quad (4.4.397)$$

где n - число пар колес *внешнего* зацепления.

Для механизма \overline{AJ} в формуле (4.4.397) следует принять:

$$z_g = z_{g'}. \quad (4.4.398)$$

Передаточное отношение от водила H к зубчатому колесу k_1 (при неподвижном зубчатом колесе k_2) $i_{H k_1}^{(k_2)}$ равно:

$$i_{H k_1}^{(k_2)} = \frac{1}{i_{k_1 H}^{(k_2)}} = \frac{1}{1 - i_{k_1 k_2}^{(H)}}. \quad (4.4.399)$$

Поскольку передаточное отношение планетарного механизма равно

$$i_{k_1 H}^{k_2} = \frac{\omega_{k_1}}{\omega_H} = 1 - (-1)^n \frac{z_g z_{k_2}}{z_{k_1} z_{g'}}, \quad (4.4.400)$$

то при известных числах зубьев зубчатых колес и заданной угловой скорости ω_H (или ω_{k_1}) легко находится угловая скорость ω_{k_1} (или ω_H):

$$\omega_{k_1} = \omega_H \left[1 - (-1)^n \frac{z_g z_{k_2}}{z_{k_1} z_{g'}} \right] \quad (4.4.401)$$

$$\omega_H = \frac{\omega_{k_1}}{1 - (-1)^n \frac{z_g z_{k_2}}{z_{k_1} z_{g'}}}. \quad (4.4.402)$$

Угловая скорость сателлитов g и g' ($\omega_{g, g'}$) находится по формуле Виллиса:

$$i_{g' k_2}^{(H)} = \frac{\omega_{g'}^{(H)}}{\omega_{k_2}^{(H)}} = \frac{\omega_{g'} - \omega_H}{\omega_{k_2} - \omega_H}. \quad (4.4.403)$$

Учитывая, что в рассматриваемых планетарных передачах $\omega_{k_2} = 0$, из формулы (4.4.403) получим:

$$i_{g' k_2}^{(H)} = 1 - \frac{\omega_{g'}}{\omega_H}, \quad (4.4.404)$$

откуда:

$$\omega_{g'} = \omega_H \left(1 - i_{g' k_2}^{(H)} \right). \quad (4.4.405)$$

Поскольку:

$$i_{g' k_2}^{(H)} = \mp \frac{z_{k_2}}{z_{g'}}, \quad (4.4.406)$$

где знак «-» - при *внешнем* зацеплении саттелита g' и центрального колеса k_2 ;

знак «+» - при *внутреннем* зацеплении саттелита g' и центрального колеса k_2 ,

формулу (4.4.405) можно представить в следующем виде:

$$\omega_{g'} = \omega_H \left(1 \pm \frac{z_{k_2}}{z_{g'}} \right). \quad (4.4.407)$$

где знак «+» - при *внешнем* зацеплении саттелита g' и центрального колеса k_2 ;

знак «-» - при *внутреннем* зацеплении саттелита g' и центрального колеса k_2 .

Теоретически передаточные отношения, показанные на схеме механизмов, могут принимать значения, приведенные в табл. 4.4.1.

Таблица 4.4.1

| Вид механизма | Передаточные отношения | | |
|---------------------|------------------------|---------------------|---------------------|
| | $i_{k_1 k_2}^{(H)}$ | $i_{k_1 H}^{(k_2)}$ | $i_{H k_1}^{(k_2)}$ |
| AA, JJ | >0 | <1 | $<0; >1$ |
| AJ, \overline{AJ} | <0 | >1 | >0 |

На величину передаточного отношения накладывают ограничения технологические соображения, число саттелитов $K_{g, g'}$, условие правильного зацепления, КПД механизма и некоторые другие факторы. Поэтому в табл. 4.4.2 приведены пределы передаточных отношений рассматриваемых механизмов, наиболее часто встречающиеся в практике.

Таблица 4.4.2

| Механизм | Рекомендуемые пределы передаточных отношений | |
|-----------------|--|---------------------------------------|
| AA | $-60 \leq i_{k_1 H}^{(k_2)} \leq -10$ | $10 \leq i_{H, k_1}^{(k_2)} \leq 100$ |
| AJ | $10 \leq i_{k_1, H}^{(k_2)} \leq 20$ | $0,1 \leq i_{H, k_1}^{(k_2)} < 1$ |
| JJ | $3 \leq i_{k_1, H}^{(k_2)} \leq 10$ | $0,15 \leq i_{H, k_1}^{(k_2)} < 1$ |
| \overline{AJ} | $20 \leq i_{k_1, H}^{(k_2)} \leq 100$ | $8 \leq i_{H, k_1}^{(k_2)} \leq 30$ |

4.4.4.3. ОСОБЕННОСТИ ГЕОМЕТРИИ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Эти особенности обусловлены соосностью планетарных передач и наличием промежуточных колес (саттелитов). Поэтому собрать такую передачу и обеспечить правильное зацепление колес можно лишь при выполнении ряда условий.

4.4.4.3.1. УСЛОВИЕ СООСНОСТИ

Это условие обеспечивается при соблюдении равенства межосевых расстояний a_{ω} соответствующих пар зубчатых колес:

- для планетарных передач типов AA , AJ и JJ :

$$a_{\omega_{k_1}g} = a_{\omega_{g'}k_2} \quad (4.4.408)$$

или

$$r_{\omega_{k_1}} \pm r_{\omega_g} = r_{\omega_{k_2}} \pm r_{\omega_{g'}}; \quad (4.4.409)$$

- для планетарных передач типа \overline{AJ} :

$$a_{\omega_{k_1}g} = a_{\omega_{gk_2}} \quad (4.4.410)$$

или

$$r_{\omega_{k_1}} + r_{\omega_g} = r_{\omega_{k_2}} - r_{\omega_{g'}}; \quad (4.4.411)$$

где $r_{\omega_{k_1}}$, $r_{\omega_{k_2}}$, r_{ω_g} , $r_{\omega_{g'}}$ - радиусы начальных окружностей соответствующих зубчатых колес.

В формуле (4.4.409) для передач типов AA , AJ и JJ :

знак «+» - при *внешнем* зацеплении саттелита и центрального колеса;

знак «-» - при *внутреннем* зацеплении саттелита и центрального колеса.

Радиусы *начальных* окружностей определим на основании формул, рассмотренных в разделе 4.4.2.5.2:

$$r_{\omega_{k_1}} = \frac{z_{k_1} m_{k_1,g}}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega_{k_1},g} \cos \beta_{\omega_{k_1},g}}, \quad (4.4.412)$$

$$r_{\omega_{k_2}} = \frac{z_{k_2} m_{k_2,g'}}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega_{k_2},g'} \cos \beta_{\omega_{k_2},g'}}, \quad (4.4.413)$$

$$r_{\omega_g} = \frac{z_g m_{k_1,g}}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega_{k_1},g} \cos \beta_{\omega_{k_1},g}}, \quad (4.4.414)$$

$$r_{\omega_{g'}} = \frac{z_{k_2} m_{k_2,g'}}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega_{k_2},g'} \cos \beta_{\omega_{k_2},g'}}. \quad (4.4.415)$$

Для планетарных передач типа \overline{AJ} :

$$r_{\omega_{k_1}} = \frac{z_{k_1} m_{k_1,k_2,g}}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega_{k_1},k_2,g} \cos \beta_{\omega_{k_1},k_2,g}}, \quad (4.4.416)$$

$$r_{\omega_{k_2}} = \frac{z_{k_2} m_{k_1,k_2,g}}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega_{k_1},k_2,g} \cos \beta_{\omega_{k_1},k_2,g}}, \quad (4.4.417)$$

$$r_{\omega_g} = \frac{z_g m_{k_1,k_2,g}}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega_{k_1},k_2,g} \cos \beta_{\omega_{k_1},k_2,g}}, \quad (4.4.418)$$

В формулах (4.4.412)-(4.4.419):

m - модули зацепления в нормальном сечении соответствующих пар зубчатых колес;

α - угол профиля исходного контура инструментальной рейки ($\alpha = 20^\circ$);

α_ω - углы зацепления соответствующих пар зубчатых колес;

β_ω - углы наклона линии зуба соответствующих пар косозубых зубчатых колес.

После подстановки в равенство (4.4.409) значений радиусов из формул (4.4.412)-(4.4.415) получим условие соосности для планетарных передач типов AA , AJ и JJ :

$$(z_{k_1} \pm z_g) \mu_{k_1,g} = (z_{k_1} \pm z_{g'}) \mu_{g',k_2}, \quad (4.4.419)$$

где $\mu_{k_1,g}$ и μ_{g',k_2} - целые взаимно простые числа, отношение которых равно:

$$\frac{\mu_{k_1,g}}{\mu_{g',k_2}} = \frac{m_{k_1,g}}{m_{g',k_2}} \frac{\cos \alpha_{\omega_{g',k_2}} \cos \beta_{\omega_{g',k_2}}}{\cos \alpha_{\omega_{k_1,g}} \cos \beta_{\omega_{k_1,g}}}. \quad (4.4.420)$$

Рассмотрим условие соосности для планетарных передач типа \overline{AJ} . Подставив в формулу (4.4.411) вместо радиусов их значения из (4.4.416)-(4.4.418), после преобразований получим условие соосности для планетарных передач типа \overline{AJ} :

$$\frac{z_{k_2} - z_{k_1}}{z_g} = 2. \quad (4.4.421)$$

Внутренние зацепления обычно выполняют прямозубыми.

4.4.4.3.2. УСЛОВИЕ СБОРКИ

По этому условию необходимо, чтобы во время сборки планетарной передачи зубья сателлитов свободно входили во впадины центральных зубчатых колес даже в случае нулевого бокового зазора в зацеплении. Выполняется это условие при таком подборе чисел зубьев, количестве сателлитов и их взаимного расположения, при которых обеспечивается правильное зацепление во всех парах зубчатых колес.

Условие сборки можно записать следующим известным из курса по теории механизмов и машин уравнением:

$$\frac{z_{k_1} z_{g'} \pm z_g z_{k_2}}{K_{g,g'} D_{g,g'}} = E, \quad (4.4.422)$$

где $K_{g,g'}$ - число сателлитов;

$D_{g,g'}$ - наибольший общий делитель чисел зубьев z_g и $z_{g'}$;

знак «-» - для планетарных передач AA и JJ ;

знак «+» - для планетарных передач AJ и \overline{AJ} .

E - целое число (критерий собираемости); если E не равно целому числу, то сборка невозможна.

Для механизма \overline{AJ} :

$$z_g = z_{g'} = D_{g,g'}. \quad (4.4.423)$$

Следует иметь в виду, что при проверке условия сборки по уравнению (4.4.422) вычисления необходимо выполнять по правилам арифметики. Округление не допускается.

Проверка по условию сборки проводится при числе сателлитов $K_{g,g'}$, большем единицы.

4.4.4.3.3. УСЛОВИЕ СОСЕДСТВА

При установке в водиле нескольких сателлитов они не должны касаться вершинами зубьев. Это условие проверяют при числе сателлитов $K_{g,g'}$, большем двух, при их равномерном распределении по окружности.

Условие соседства определяется следующими формулами:

для первого ряда сателлитов:

$$\sin \frac{180^\circ}{K_{g,g'}} > \frac{z_g + 2f_g}{z_{k_1} \pm z_g}, \quad (4.4.424)$$

для второго ряда сателлитов:

$$\sin \frac{180^\circ}{K_{g,g'}} > \frac{z_{g'} + 2f_{g'}}{z_{k_2} \pm z_{g'}}, \quad (4.4.425)$$

где $f_g, f_{g'}$ - коэффициенты высоты начальных головок зубьев сателлитов g и g' .

Знак «+» в знаменателе правой части неравенств (4.4.424) и (4.4.425) соответствует *внешнему* зацеплению данной пары зубчатых колес, знак «-» - *внутреннему*.

4.4.4.3.4. ПОДБОР ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

4.4.4.3.4.1. ПОДБОР ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ ТИПОВ AA, AJ И JJ ПО МЕТОДУ СОМНОЖИТЕЛЕЙ

Если задано передаточное отношение планетарного механизма $i_{1H}^{(3)}$, то передаточное отношение приведенного механизма можно найти из формулы (4.4.396):

$$i_{k_1 k_2}^{(H)} = 1 - i_{k_1 H}^{(k_2)}. \quad (4.4.426)$$

где числовое значение $i_{k_1 H}^{(k_2)}$ принимается со своим знаком.

Если передача осуществляется от водила H к колесу k_1 и задано передаточное отношение $i_{k_1 H}^{(k_2)}$, то передаточное отношение *приведенного* механизма можно определить из формулы (4.4.399):

$$i_{k_1 k_2}^{(H)} = \frac{i_{H k_1}^{(k_2)} - 1}{i_{H k_1}^{(k_2)}}. \quad (4.4.427)$$

где числовое значение $i_{H k_1}^{(k_2)}$ принимается со своим знаком.

Передаточное отношение *приведенного* механизма можно представить как:

$$i_{k_1 k_2}^{(H)} = \frac{z_g}{z_{k_1}} \frac{z_{k_2}}{z_{g'}}. \quad (4.4.428)$$

Если $i_{k_1 k_2}^{(H)}$ получается дробной величиной, то её сокращают до получения неделимой дроби $\frac{A}{B}$, в которой числитель и знаменатель - целые взаимно простые числа, т.е.:

$$\left| \frac{A}{B} \right| = \frac{z_g}{z_{k_1}} \frac{z_{k_2}}{z_{g'}}. \quad (4.4.429)$$

Если $i_{k_1 k_2}^{(H)}$ - целое число, то его также представляют в виде дроби, где $B = 1$.

В правой части равенства (4.4.429) в числителе и знаменателе стоят произведения двух сомножителей. Разложив числа A и B на сомножители, можно и левую часть этого равенства представить в виде отношения двух пар сомножителей $C_g C_{k_2}$ и $C_{k_1} C_{g'}$, где C_{k_1} , C_{k_2} , C_g , $C_{g'}$, являются сомножителями, пропорциональными числам зубьев z_{k_1} , z_{k_2} , z_g , $z_{g'}$.

Следовательно:

$$i_{k_1 k_2}^{(H)} = \frac{z_g}{z_{k_1}} \frac{z_{k_2}}{z_{g'}} = \frac{C_g}{C_{k_1}} \frac{C_{k_2}}{C_{g'}}. \quad (4.4.430)$$

Полагая каждый из сомножителей C_j ($j = k_1; k_2; g; g'$) пропорциональным соответствующему числу зубьев z_j , можем записать *условие соосности* для любой из рассматриваемых схем, в следующем виде:

$$P\mu_{k_1,g}(C_{k_1} \pm C_g) = Q\mu_{g',k_2}(C_{k_2} \pm C_{g'}), \quad (4.4.431)$$

откуда:

$$\frac{P}{Q} = \frac{\mu_{g',k_2} C_{k_2} \pm C_{g'}}{\mu_{k_1,g} C_{k_1} \pm C_g}, \quad (4.4.432)$$

где P и Q - целые взаимно простые числа.

В уравнениях (4.4.431) и (4.4.432) знак «+» принимается при *внешнем* зацеплении данной пары зубчатых колес, знак «-» - при *внутреннем* зацеплении.

Подставив в уравнение (4.4.432) вместо C_j числовые значения, отвечающие какому-либо из вариантов разложения $i_{k_1 k_2}^{(H)}$ на сомножители, определяем P и Q , а затем - значения чисел зубьев зубчатых колес по следующим формулам:

$$\begin{aligned} z_{k_1} &= C_{k_1} P \gamma; \\ z_g &= C_g P \gamma; \\ z_{g'} &= C_{g'} P \gamma; \\ z_{k_2} &= C_{k_2} P \gamma; \end{aligned} \quad (4.4.433)$$

где γ - произвольное положительное число, позволяющее получить значение чисел зубьев, удовлетворяющее условию зацепления (z_j - целые числа).

Полученные значения чисел зубьев подвергаются проверке по *условию сборки* и *условию соседства*.

Если при выборе варианта разложения учтены рекомендуемые пределы отношений $\frac{C_g}{C_{k_1}}$ и $\frac{C_{k_2}}{C_{g'}}$, указанные в табл. 4.4.3, то условие соседства будет всегда выполнено.

Таблица 4.4.3

Рекомендуемые пределы отношения сомножителей $\frac{C_g}{C_{k_1}}$ и $\frac{C_{k_2}}{C_{g'}}$, при которых выполняется условие соседства смежных сателлитов

| Механизмы | Передача | Пределы отношения | | Число сателлитов K |
|--|---------------------------------|--|--|----------------------|
| | | $\frac{C_g}{C_{k_1}}$ | $\frac{C_{k_2}}{C_{g'}}$ | |
| AA | от колеса k_1 к водилу H | <10 | <10 | 1; 2 |
| | | $<5,5$ | | 3 |
| | | $<2,1$ | | 4 |
| | | $<1,1$ | | 5 |
| | от водила H к колесу k_1 | $\frac{1}{3} < \frac{C_g}{C_{k_1}} < \frac{3}{2}$ | $\frac{2}{3} < \frac{C_{k_2}}{C_{g'}} < 3$ | 1; 2; 3; 4 |
| $\frac{1}{3} < \frac{C_g}{C_{k_1}} < \frac{10}{9}$ | | $\frac{9}{10} < \frac{C_{k_2}}{C_{g'}} < 3$ | 5 | |
| AJ | от колеса k_1 к водилу H | <10 | $2,3 < \frac{C_{k_2}}{C_{g'}} < 10$ | 1; 2; 3; 4 |
| AJ | от колеса k_1 к водилу H | $<2,1$ | $2,6 < \frac{C_{k_2}}{C_{g'}} < 10$ | 4 |
| | | $<1,1$ | $2,9 < \frac{C_{k_2}}{C_{g'}} < 10$ | 5 |
| JJ | от водила H к колесу k_1 | $\frac{1}{10} < \frac{C_g}{C_{k_1}} < \frac{1}{2,3}$ | $2,3 < \frac{C_{k_2}}{C_{g'}} < 10$ | 1; 2; 3; 4 |
| | | $\frac{1}{10} < \frac{C_g}{C_{k_1}} < \frac{1}{2,6}$ | $2,6 < \frac{C_{k_2}}{C_{g'}} < 10$ | 4 |
| | | $\frac{1}{10} < \frac{C_g}{C_{k_1}} < \frac{1}{2,9}$ | $2,9 < \frac{C_{k_2}}{C_{g'}} < 10$ | 5 |

4.4.4.3.4.2. ПОДБОР ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ ТИПА \overline{AJ} ПО МЕТОДУ ГЕНЕРАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ

Для планетарной передачи типа \overline{AJ} , приняв $z_g = z_{g'}$, формулу передаточного отношения (4.4.400) можно записать в следующем виде:

$$z_{k_2} = \left(i_{k_1 H}^{(k_2)} - 1 \right) z_{k_1}. \quad (4.4.434)$$

Подставив в уравнение соосности (4.4.411) вместо радиусов их выражение через числа зубьев и модуль из (4.4.416)-(4.4.418), после преобразований получим:

$$z_g = \frac{z_{k_2} - z_{k_1}}{2}. \quad (4.4.435)$$

Подставив в уравнение (4.4.435) значение z_{k_2} из (4.4.434), после преобразований получим:

$$z_g = \frac{\left(i_{k_1 H}^{(k_2)} - 2 \right) z_{k_1}}{2}. \quad (4.4.436)$$

После подстановки в уравнение сборки (4.4.422) z_{k_2} из (4.4.434), учитывая, что для планетарной передачи типа \overline{AJ} :

$$z_{g'} = z_g = D_{g, g'},$$

получим:

$$E = \frac{z_{k_1} i_{k_1 H}^{(k_2)}}{K_g}. \quad (4.4.437)$$

Соединяя уравнение соосности (4.4.436), уравнение передаточного отношения (4.4.434) и уравнение сборки (4.4.437), получим *генеральное уравнение* подбора чисел зубьев планетарной передачи типа \overline{AJ} :

$$z_{k_1} : z_g : z_{k_2} : E = z_{k_1} : \frac{z_{k_1} \left(i_{k_1 H}^{(k_2)} - 2 \right)}{2} : z_{k_1} \left(i_{k_1 H}^{(k_2)} - 1 \right) : \frac{z_{k_1} i_{k_1 H}^{(k_2)}}{K_g}, \quad (4.4.438)$$

где K_g - число сателлитов,

или

$$z_{k_1} : z_g : z_{k_2} : E = z_{k_1} \left[1 : \frac{i_{k_1 H}^{(k_2)} - 2}{2} : \left(i_{k_1 H}^{(k_2)} - 1 \right) : \frac{i_{k_1 H}^{(k_2)}}{K_g} \right]. \quad (4.4.439)$$

Приняв произвольно число зубьев z_{k_1} , получим:

$$z_g = \frac{z_{k_1} \left(i_{k_1 H}^{(k_2)} - 2 \right)}{2}, \quad (4.4.440)$$

$$z_{k_2} = z_{k_1} \left(i_{k_1 H}^{(k_2)} - 1 \right), \quad (4.4.441)$$

$$E = z_{k_1} \frac{i_{k_1 H}^{(k_2)}}{K_g}. \quad (4.4.442)$$

Для получения минимальных габаритов планетарной передачи число зубьев z_{k_1} следует принять возможно меньшим, обеспечивая при этом целые значения z_g , z_{k_2} , и E , чтобы обеспечить условие сборки. Для некорригированного зацепления (при $f = h_a^* = 1$) значение z_{k_1} должно быть более 17 зубьев. После этого проверяется выполнение заданного передаточного отношения и условие соседства по приведенным выше методикам. Для удобства проведения расчетов основные кинематические и геометрические зависимости сведены в табл. 4.4.4.

Таблица 4.4.4

| Механизм | Передаточное отношение | Условие соосности | Условие сборки | Условие соседства |
|----------|--|--|--|--|
| AA | $i_{k_1 H}^{k_2} = 1 - \frac{z_g z_{k_2}}{z_{k_1} z_{g'}}$ | $(z_{k_1} + z_g) \mu_{k_1 g} =$ $= (z_{k_2} + z_{g'}) \mu_{g' k_2}$ | $\frac{z_{k_1} z_{g'} - z_g z_{k_2}}{K_{g, g'} D_{g, g'}} = E$ | $\sin \frac{180^\circ}{K_{g, g'}} > \frac{z_g + 2f_g}{z_{k_1} + z_g}$ |
| | $i_{H k_1}^{k_2} = \frac{1}{1 - \frac{z_g z_{k_2}}{z_{k_1} z_{g'}}}$ | | | $\sin \frac{180^\circ}{K_{g, g'}} > \frac{z_{g'} + 2f_{g'}}{z_{k_2} + z_{g'}}$ |
| AJ | $i_{k_1 H}^{k_2} = 1 + \frac{z_g z_{k_2}}{z_{k_1} z_{g'}}$ | $(z_{k_1} + z_g) \mu_{k_1 g} =$ $= (z_{k_2} - z_{g'}) \mu_{g' k_2}$ | $\frac{z_{k_1} z_{g'} + z_g z_{k_2}}{K_{g, g'} D_{g, g'}} = E$ | $\sin \frac{180^\circ}{K_{g, g'}} > \frac{z_g + 2f_g}{z_{k_1} + z_g}$ |
| | $i_{H k_1}^{k_2} = \frac{1}{1 + \frac{z_g z_{k_2}}{z_{k_1} z_{g'}}}$ | | | $\sin \frac{180^\circ}{K_{g, g'}} > \frac{z_{g'} + 2f_{g'}}{z_{k_2} + z_{g'}}$ |
| JJ | $i_{k_1 H}^{k_2} = 1 - \frac{z_g z_{k_2}}{z_{k_1} z_{g'}}$ | $(z_{k_1} - z_g) \mu_{k_1 g} =$ $= (z_{k_2} - z_{g'}) \mu_{g' k_2}$ | $\frac{z_{k_1} z_{g'} - z_g z_{k_2}}{K_{g, g'} D_{g, g'}} = E$ | $\sin \frac{180^\circ}{K_{g, g'}} > \frac{z_g + 2f_g}{z_{k_1} - z_g}$ |
| | $i_{H k_1}^{k_2} = \frac{1}{1 - \frac{z_g z_{k_2}}{z_{k_1} z_{g'}}}$ | | | $\sin \frac{180^\circ}{K_{g, g'}} > \frac{z_{g'} + 2f_{g'}}{z_{k_2} - z_{g'}}$ |
| AJ | $i_{k_1 H}^{k_2} = 1 + \frac{z_{k_2}}{z_{k_1}}$ | $(z_{k_1} + z_g) =$ $= (z_{k_2} - z_g)$ | $\frac{z_{k_1} + z_{k_2}}{K_g} = E$ | $\sin \frac{180^\circ}{K_g} > \frac{z_g + 2f_g}{z_{k_1} + z_g}$ |
| | $i_{H k_1}^{k_2} = \frac{1}{1 + \frac{z_{k_2}}{z_{k_1}}}$ | | | $\sin \frac{180^\circ}{K_g} > \frac{z_g + 2f_g}{z_{k_2} - z_g}$ |

4.4.4.4. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Коэффициент полезного действия (КПД) является важным показателем качества планетарной передачи. В курсе по теории механизмов и машин приведены приближенные формулы для определения его величины (табл. 4.4.5).

Как следует из формул, приведенных в табл. 4.4.5, КПД планетарного механизма зависит от передаточного отношения $i_{k_1H}^{(k_2)}$ планетарной передачи и от величины потерь в парах зубчатых колес.

Из анализа формул очевидно, что при некоторых значениях $i_{k_1H}^{(k_2)}$ в случае использования колеса k_1 в качестве ведущего возможно самоторможение механизма, так как КПД может получиться отрицательным.

Таблица 4.4.5

КПД планетарных передач

| Передача момента в передаче | $0 < i_{k_1H}^{(k_2)} < 1$ | $i_{k_1H}^{(k_2)} > 1$ $i_{k_1H}^{(k_2)} < 0$ |
|---|---|---|
| от колеса k_1 к водилу H | $\eta_{k_1H}^{(k_2)} = \frac{1 - \frac{1 - i_{k_1H}^{(k_2)}}{\eta_{k_1k_2}^{(H)}}}{i_{k_1H}^{(k_2)}}$ | $\eta_{k_1H}^{(k_2)} = \frac{1 - \eta_{k_1k_2}^{(H)} [1 - i_{k_1H}^{(k_2)}]}{i_{k_1H}^{(k_2)}}$ |
| от водила H к колесу k_1 | $\eta_{Hk_1}^{(k_2)} = \frac{i_{k_1H}^{(k_2)}}{1 - \eta_{k_1k_2}^{(H)} [1 - i_{k_1H}^{(k_2)}]}$ | $\eta_{Hk_1}^{(k_2)} = \frac{i_{k_1H}^{(k_2)}}{1 - \frac{1 - i_{k_1H}^{(k_2)}}{\eta_{k_1k_2}^{(H)}}}$ |
| <p>Примечания:</p> <p>1. $\eta_{k_1k_2}^{(H)}$ - КПД простой передачи (приведенного механизма) определяется по формуле $\eta_{k_1k_2}^{(H)} = \eta_{k_1k_2} \eta_{g'k_2}$;</p> <p>2. Для пары зубчатых колес можно принимать: $\eta_{k_1k_2} = \eta_{g'k_2} = 0,98$.</p> | | |

Самоторможение может возникнуть тогда, когда передаточное отношение $i_{k_1H}^{(k_2)}$ находится в пределах $1 - \frac{1}{\eta_{k_1k_2}^{(H)}} < i_{k_1H}^{(k_2)} < 1 - \eta_{k_1k_2}^{(H)}$ т.е. находится в области передаточных чисел, смежных с нулем.

При $-1 < i_{k_1 H}^{(k_2)} < 1 - \frac{1}{\eta_{k_1 H}^{(k_2)}}$ передача может оказаться не самотормозящей, но будет иметь очень низкий КПД.

Когда колесо k_1 будет *ведомым* (ведущее - водило H)₁ самоторможения передачи не может быть, поскольку ни при одном из значений $i_{k_1 H}^{(k_2)}$ величина $\eta_{k_1 k_2}^{(H)}$ не будет иметь отрицательного значения. Однако при передаточном отношении $i_{k_1 H}^{(k_2)}$, близком к нулю, или при $-1 < i_{k_1 H}^{(k_2)} < \frac{1}{2}$ планетарная передача при передаче мощности от водила H к колесу k_1 будет иметь низкий коэффициент полезного действия.

КПД планетарной передачи от водила H к колесу k_1 при $i_{k_1 H}^{(k_2)}$, равном нулю, будет иметь значение $\eta_{k_1 k_2}^{(H)}$, равное нулю. Применение такого механизма не имеет практического смысла. Поэтому планетарные механизмы как при передаче от водила H к колесу k_1 , так и при передаче от колеса k_1 к водилу H в качестве *мультипликаторов* обычно не применяются.

На практике КПД планетарных механизмов, как правило, определяют экспериментально, чтобы учесть влияние внешних нагрузок и других факторов.

4.4.4.5. ВРАЩАЮЩИЕ МОМЕНТЫ НА ЭЛЕМЕНТАХ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассмотрим механизм по схеме, представленной на рис. 4.4.78. Этот механизм имеет три выходных звена: a , b и H . Обозначим вращающие моменты на этих звеньях через T_a , T_b и T_H , а угловые скорости - соответственно через ω_a , ω_b и ω_H . Из закона сохранения энергии и условий равновесия следуют два очевидных уравнения:

$$T_a \omega_a + T_b \omega_b + T_H \omega_H = 0, \quad (4.4.443)$$

$$T_a + T_b + T_H = 0. \quad (4.4.444)$$

Один из трех моментов обычно задан, два других находятся из совместного решения этих уравнений.

Например, при $\omega_b = 0$ (колесо b неподвижно и механизм является *планетарной передачей*, рис. 4.4.79):

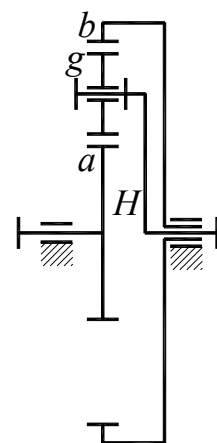


Рис. 4.4.78

$$T_H = -T_a \frac{\omega_a}{\omega_H} = -T_a i_{aH}^{(b)}. \quad (4.4.445)$$

Здесь знак «-» указывает, что направления моментов T_a и T_H противоположны.

Если учесть потери на трение, то при входном (ведущем) колесе a :

$$T_a \omega_a \eta_{aH}^{(b)} + T_H \omega_H = 0, \quad (4.4.446)$$

откуда:

$$T_H = -T_a i_{aH}^{(b)} \eta_{aH}^{(b)}, \quad (4.4.447)$$

где $\eta_{aH}^{(b)}$ - КПД механизма при передаче энергии от звена a к водилу H . Обычно в передачах с опорами качения $\eta_{aH}^{(b)} = 0,96$.

КПД механизмов можно вычислять по формулам, приведенным в табл. 4.4.5.

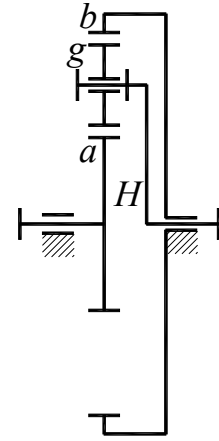


Рис. 4.4.79

4.4.4.6. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Особенности расчета сил планетарной передачи связаны с распределением нагрузки по нескольким зубчатым зацеплениям (по числу сателлитов) и одновременным зацеплением сателлита с двумя центральными колесами (рис. 4.4.80). Благодаря этому масса и габариты планетарных передач меньше, чем у обычных (рядовых).

Силы определяют в соответствии со схемой передачи.

В трехсателлитной передаче вращающий момент T_a на центральном колесе уравновешивается силами F_{g1a} , F_{g2a} , F_{g3a} в зацеплениях (рис. 4.4.80, *a*). Момент T_a равен:

$$T_a = r_{b_a} (F_{g1a} + F_{g2a} + F_{g3a}), \quad (4.4.448)$$

где r_{b_a} - радиус основной окружности центрального колеса.

В идеально точной передаче силы равны и нормальная сила от сателлита g на колесо a определяется уравнением:

$$F_{ga} = \frac{T_a}{K_g r_{b_a}}, \quad (4.4.449)$$

где K_g - число сателлитов.

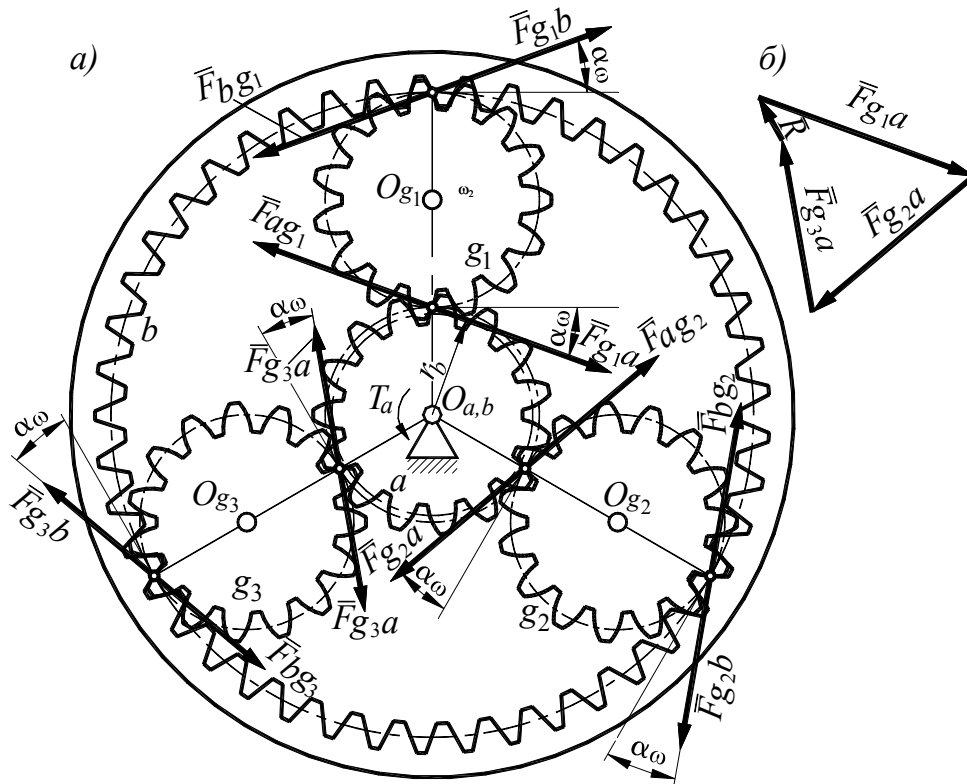


Рис. 4.4.80

В реальной передаче из-за неточностей изготовления и различия зазоров в зацеплении вращающий момент будет распределяться между сателлитами неравномерно (рис. 4.4.80, б). Равновесие при этом не нарушается из-за реакции R , возникающей в центральной опоре.

Так как силы в зацеплениях не могут быть определены из уравнения равновесия (в одном уравнении содержится три неизвестные силы), то рассматриваемая система оказывается *статически неопределимой*. Силы в такой системе могут существенно различаться в зависимости от точности изготовления и монтажа деталей.

На практике для выравнивания нагрузки на сателлитах применяют ряд конструктивных мер.

Например, в *трехсателлитной* передаче (рис. 4.4.80, 4.4.81) исключают опоры центрального колеса a (выполняют его «плавающим»), а соединение колеса с приводом осуществляют через шарнирную или шлицевую муфту.

Однако наибольшего эффекта достигают при подвижной

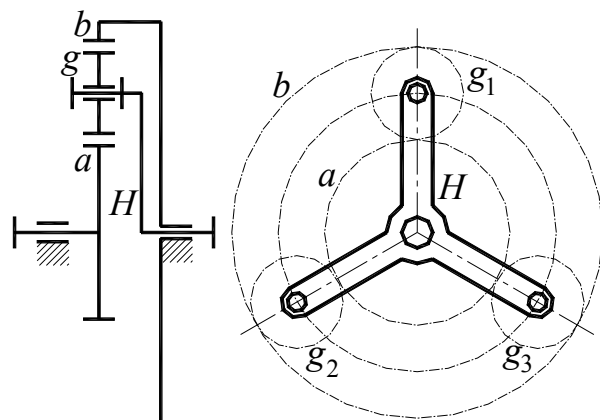


Рис. 4.4.81

установке обоих центральных колес. Например, колесо a устанавливают на валу, допускающем радиальные перемещения вместе с колесом; при этом второе центральное колесо b образует подвижное шлицевое соединение с гибкой обечайкой (корпусом), также обеспечивающей радиальные перемещения колеса.

Полностью исключить неравномерность распределения нагрузки между сателлитами не удастся. Неравномерность резко возрастает при числе сателлитов K_g более трех. Ее учитывают в расчетах умножением силы F_{ga} на коэффициент неравномерности нагрузки k_H .

Для трехсателлитной передачи с колесами 7-й степени точности и при центральных колесах, размещенных в жестких опорах, $k_H = 1,35 - 1,50$; при «плавающем» центральном колесе $k_H = 1,10 - 1,15$ (центробежные силы обычно в расчете не учитывают).

Нагрузки на подшипники сателлитов и оси водил определяют по схеме, показанной на рис. 4.4.82.

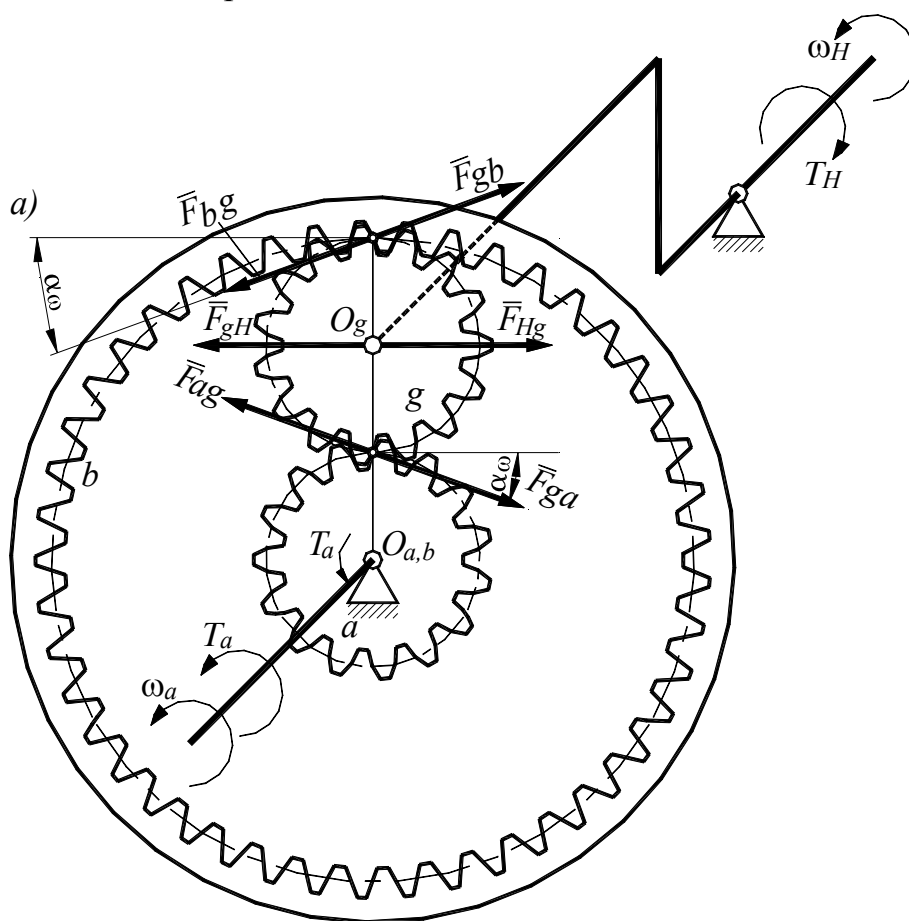


Рис. 4.4.82

Участие сателлита одновременно в двух зацеплениях приводит к тому, что одноденцовый сателлит не передает вращающий момент и находится в равновесии под действием сил F_{ag} и F_{bg} со стороны центральных колес, а также силы F_{Hg} от водила H (рис. 4.4.82).

Принимая, что углы зацепления α_{ω} в обоих зацеплениях равны, из уравнения равновесия (равенства проекций на горизонтальную ось) находим, что:

$$F_{Hg} = 2F_{ag} \cos \alpha_{\omega}. \quad (4.4.450)$$

Сила F_{Hg} используется для расчета подшипника сателлита и оси водила.

4.4.4.7. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ПЕРЕДАЧ

Эти особенности обусловлены наличием водила и сателлитов, конструктивные решения которых разнообразны.

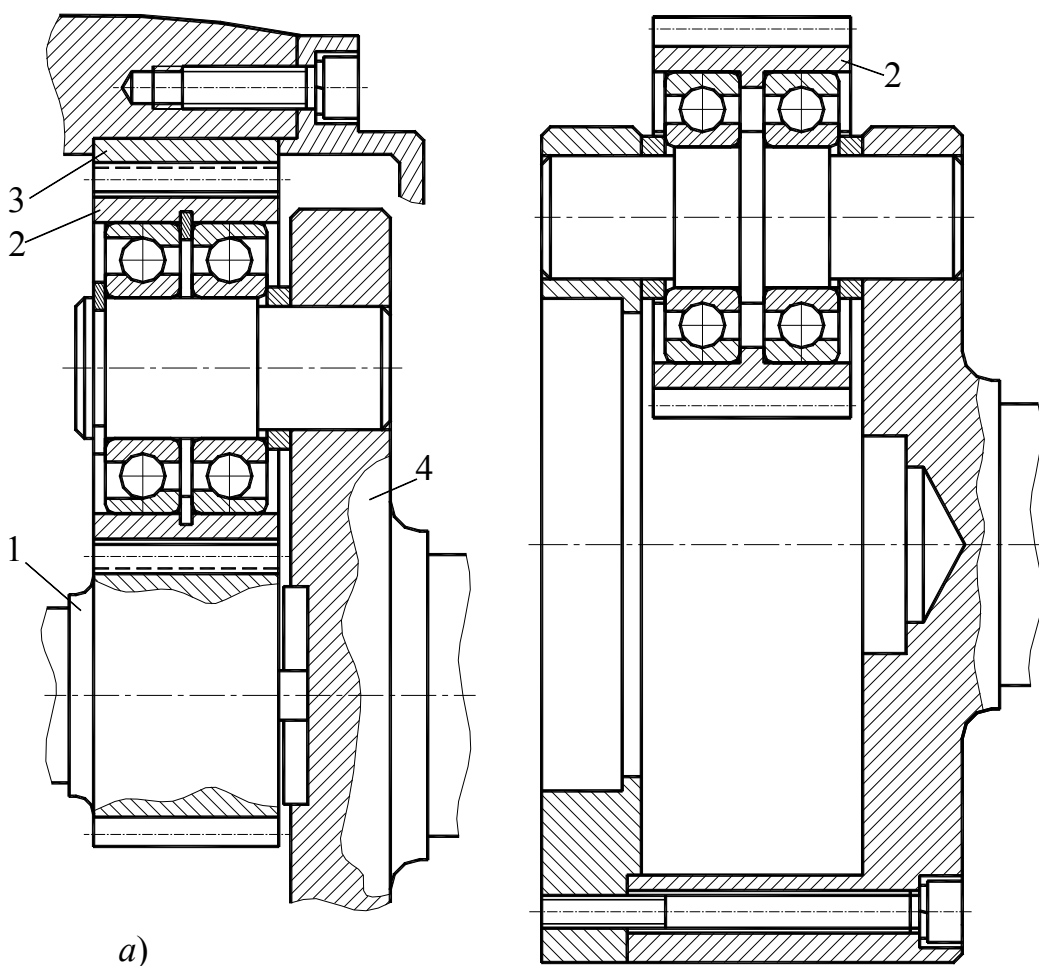


Рис. 4.4.83

Водило 4 (рис. 4.4.83, а) имеет консольные оси. Изгиб осей под нагрузкой приводит к перекосу зубьев сателлита 2, поэтому в ответственных конструкциях применяют водило барабанного типа (рис. 4.4.83, б).

Центральные зубчатые колеса 1 и 3 (за исключением плавающих) планетарных передач не имеют особенностей по сравнению с колесами обычных передач (с неподвижными осями).

4.4.4.8. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ПРОЧНОСТЬ

Для расчетов планетарных передач на прочность используют те же формулы, что и для расчетов цилиндрических передач. Обычно на прочность по *изгибающим* напряжениям при изгибе рассчитывают только зубья передачи *внешнего* зацепления (сателлит g - колесо a), так как модули зубьев одинаковы и внутреннее зацепление прочнее. При расчете колес *без смещения* с *внутренними* зубьями коэффициент формы зуба вычисляют по формуле:

$$Y_F = \frac{4z}{z + 20}. \quad (4.4.451)$$

При расчете контактных напряжений формулу по формуле (4.4.206) учитывают разделение передаваемой мощности (при количестве сателлитов K_g , большем единицы) введением множителя $\frac{1}{K_g}$. В

результате получаем:

$$a_{\omega} \geq 0,7(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_{2H} E_{пр}}{K_g \sigma_H^2 u^2 \psi_{ba} \sin 2\alpha_{\omega}}}. \quad (4.4.452)$$

При расчете допускаемых напряжений учитываются дополнительные нагружения зубьев центрального колеса и сателлита.

Число циклов нагружений:

- для зубьев центрального колеса a :

$$N_{\Sigma a} = K_g (n_a - n_H) 60t, \quad (4.4.453)$$

- для зубьев сателлита:

$$N_{\Sigma g} = (n_g - n_H) 60t, \quad (4.4.454)$$

В формулах (4.4.453) и (4.4.454):

n_a - частота вращения центрального колеса a , об/мин;

n_g - частота вращения сателлита g , об/мин;

n_H - частота вращения водила H , об/мин;

t - время работы планетарной передачи, ч.

Так как за один оборот *одновенцового* сателлита происходит нагружение обеих активных поверхностей зуба, то расчет ведут, как при действии *реверсивной* нагрузки.

4.5. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепные передачи относятся к типу передач *зацеплением с промежуточным гибким звеном* и предназначены для трансформации моментов и угловой скорости между *параллельными* валами. Передача энергии от ведущей *звездочки* к ведомой происходит через промежуточный элемент передачи – *цепь*.

Общий вид цепной передачи представлен на рис. 4.5.1.

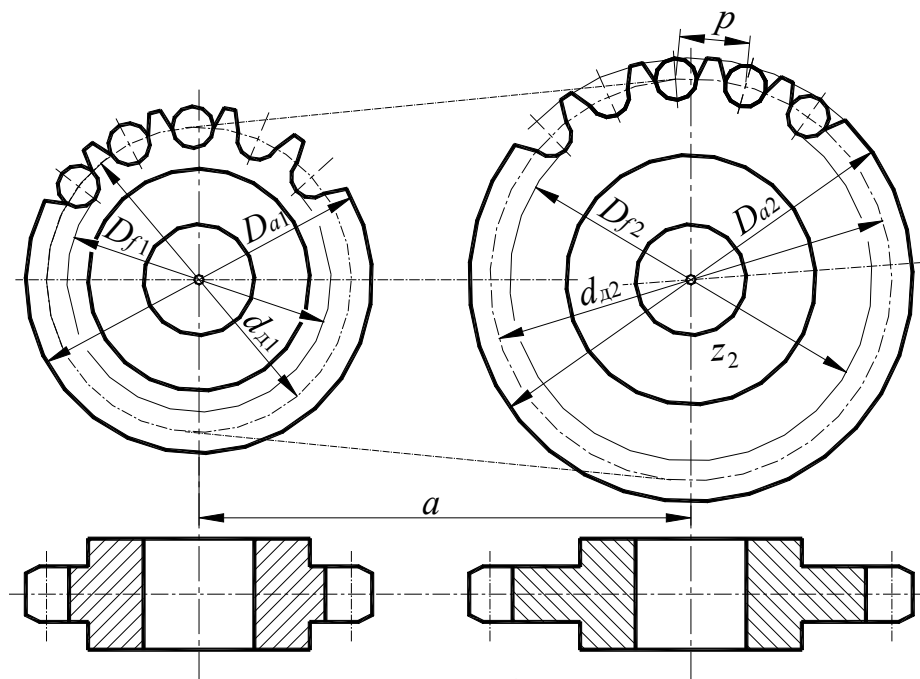


Рис. 4.5.1

4.5.2. ВИДЫ ЦЕПЕЙ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В зависимости от назначения *цепи* делят на две группы: *приводные* и *тяговые*.

Наибольшее распространение получили *приводные* цепи. Они в большинстве случаев осуществляют передачу движения от источника энергии к приемному органу машины. Работают как при малых, так и при больших скоростях (до 35 м/с), при различных межцентровых расстояниях осей звездочек.

Тяговые цепи служат для транспортировки и перемещения грузов под любым углом наклона посредством несущих рабочих органов, при-

крепленных или подвешенных к цепям. Их применяют в качестве тяговых органов транспортирующих машин, в частности в конвейерах, подъемниках, эскалаторах, элеваторах и других цепных устройствах. Скорость движения цепей этой группы обычно не превышает 2 м/с.

Наиболее распространены *роликовые* типы приводных цепей, параметры которых определяет ГОСТ 13568-97. На рис. 4.5.2 представлена приводная *однорядная нормальная* (ПР) цепь, которая состоит из внутренних, наружных, соединительных и переходных звеньев.

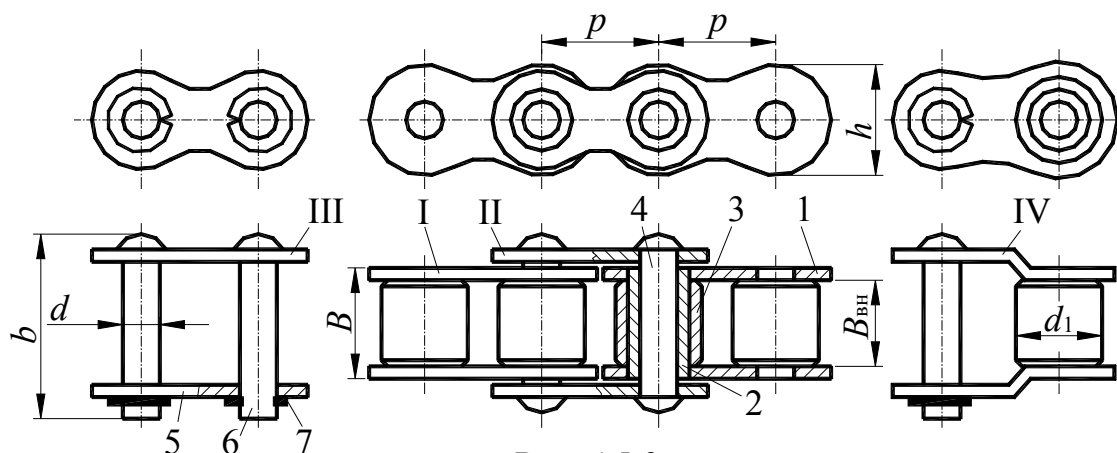


Рис. 4.5.2

Внутреннее звено I состоит из двух внутренних пластин 1, в отверстия которых запрессованы с оптимальными натягами две втулки 2 со свободно вращающимися роликами 3.

Наружное звено II образуется при сборке внутренних звеньев с наружными с помощью валиков 4.

Соединительное звено III служит для соединения двух концов однорядной или многорядной цепи. Цепь, соединенная только таким звеном, имеет *четное* число шагов, и ее укорачивание, по мере износа в шарнирах, возможно не менее чем на два звена. Соединительные валики 6 одним концом запрессовываются в наружную пластину, а на другой конец надевается соединительная пластина 5, которая укрепляется шпильками или наружными замками.

Переходное звено IV представляет собой комбинацию наружного и внутреннего звеньев. Оно позволяет собирать цепь с *четным* или *нечетным* числом шагов. Благодаря наличию *переходного* звена цепь можно укоротить на *нечетное* количество звеньев.

В соответствии с ГОСТ 13568-97, кроме приводных однорядных нормальных цепей выпускают приводные роликовые однорядные *усиленные* цепи (ПРУ); приводные роликовые *длиннозвенные облегченные* цепи (ПРД); приводные *втулочные* однорядные цепи (ПВ).

Втулочные цепи не имеют роликов, поэтому они легче и дешевле роликовых, но подвержены большому износу, их применяют при меньших нагрузках и скоростях.

Кроме однорядных цепей (ПР), достаточно широко используют *многорядные* цепи (2ПР – двухрядные; 3ПР – трехрядные, 4ПР — четырехрядные), которые, которые конструктивно представляют собой параллельное соединение нескольких однорядных роликовых цепей типа ПР (рис. 4.5.3).

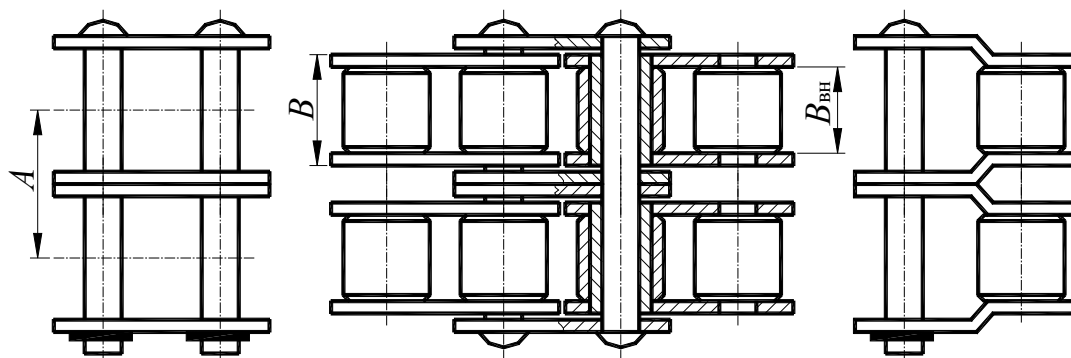


Рис. 4.5.3

Многорядные цепи составляют из двух, трех и четырех рядов (ветвей), используя детали цепей соответствующего типа. В поперечном направлении ряды соединяют с помощью удлиненных валиков. Разделение потока передаваемой энергии по рядам позволяет уменьшать габаритные размеры цепной передачи.

Многорядные цепи применяют при тех же частотах вращения, что и однорядные цепи такого же типоразмера.

Основные параметры втулочно-роликовых цепей:

- шаг p , диаметр ролика (втулки) d_1 ,
- расстояние между внутренними пластинами $B_{вн}$,
- разрушающая нагрузка F_q .

Шаг цепи p — расстояние между осями двух смежных роликов (втулок) внутреннего и наружного звеньев цепи (рис. 4.5.2), измеренное в натянутом состоянии цепи под нагрузкой $F_{изм}$, принимаемой равной 1 % от разрушающей нагрузки F_q . Шаг p равен:

$$p = \frac{l_{ц}}{z_{ц}}, \quad (4.5.1)$$

где $l_{ц}$ — длина измеряемого отрезка цепи, нагруженного усилием $F_{изм}$;
 $z_{ц}$ — число звеньев в измеряемом отрезке, которое принимают при замере шага в зависимости от величины шага.

Диаметр ролика (втулки) d_1 определяет значения параметров основного профиля зуба звездочки.

К обобщающему параметру цепи, определяющему особенность зацепления цепи с зубьями звездочки, относится *геометрическая характеристика зацепления цепи*:

$$\lambda = \frac{P}{d_1}. \quad (4.5.2)$$

Расстояние между внутренними пластинами $B_{\text{вн}}$ и между осями рядов A цепи определяет значения параметров поперечного профиля зуба звездочки.

Несущая способность цепи характеризуется проекцией опорной поверхности шарнира $A_{\text{оп}}$:

$$A_{\text{оп}} = d(B_{\text{вн}} + 2s), \quad (4.5.3)$$

где d – диаметр валика;

s – толщина пластины.

Разрушающая нагрузка цепи F_q — минимальная статическая нагрузка, при которой начинается разрушение цепи.

Пластины выполняют из закаливаемых сталей, например сталей 45, 50, 40X, 40XH и др. Твердость в зависимости от типа цепи и шага колеблется в пределах *HRC* 26-45.

Валики и втулки изготавливают из цементуемых сталей, например из сталей 15, 20, 15X, 20X, 12XH3 и др. Их твердость после цементации и закалки должна быть *HRC* 64-65.

Ролики цепей выполняют как из закаливаемых, так и из цементуемых сталей, обеспечивая в зависимости от типа цепей твердость для закаливаемых сталей *HRC* 47-62, для цементуемых – *HRC* 42-50.

4.5.3. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

При *постоянной угловой скорости* вращения ведущей звездочки ω_1 скорость цепи v , угловая скорость вращения ведомой звездочки ω_2 и

передаточное число $u = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right|$ не остаются постоянными.

При допущении прямолинейности ведущей ветви цепи (рис. 4.5.4) скорость цепи:

$$v \approx v_{r1} \cos \tau_1 = \omega_1 r_{d1} \cos \tau_1, \quad (4.5.4)$$

где τ_1 – текущий угол поворота ведущей звездочки относительно перпендикуляра к ведущей ветви.

Так как угол τ_1 изменяется в пределах $0 - \frac{\pi}{z_1}$ (z_1 – число зубьев ведущей звездочки), то скорость v при повороте на один угловой шаг колеблется в пределах от $v_{\max} = \omega_1 r_{d1}$ до $v_{\min} = \omega_1 r_{d1} \cos \frac{\pi}{z_1}$.

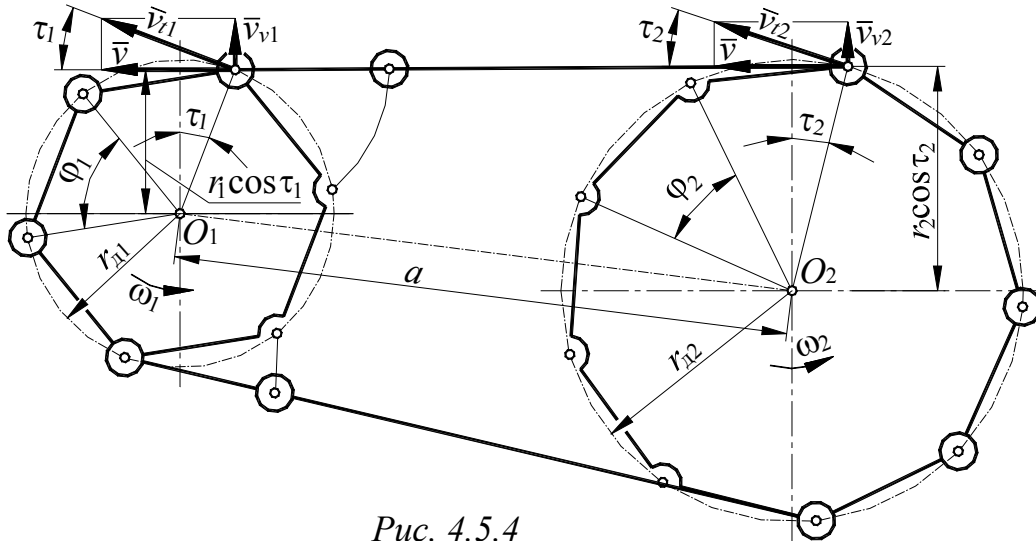


Рис. 4.5.4

Из рис. 4.5.4 очевидно, что в процессе движения, кроме продольных колебаний, цепь совершает и поперечные колебания по причине изменения составляющей вектора скорости v_v ($v_v = v_t \sin \tau$).

Мгновенная угловая скорость ведомой звездочки равна:

$$\omega_2 = \frac{v}{r_{d2} \cos \tau_2}, \quad (4.5.5)$$

где угол τ_2 меняется в пределах от 0 до $\frac{\pi}{z_2}$.

Тогда:

$$u = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{r_{d2} \cos \tau_2}{r_{d1} \cos \tau_1} \quad (4.5.6)$$

Коэффициент кинематической неравномерности вращения ведомой звездочки при равномерном вращении ведущей звездочки:

$$\varepsilon = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_{2\text{cp}}}. \quad (4.5.7)$$

Среднее передаточное число определяется из условия равенства средней скорости цепи на звездочках:

$$z_1 n_1 p = z_2 n_2 p, \quad (4.5.8)$$

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_{д2}}{r_{д1}}. \quad (4.5.9)$$

Отклонение среднего значения u от действительного тем меньше, чем меньше величина шага и больше размеры звездочек.

Максимальное значение передаточного числа ограничивается дугой обхвата цепью малой (ведущей) звездочки и числом шарниров, находящихся на этой дуге. Рекомендуется угол обхвата принимать не менее 120° , а число шарниров на дуге обхвата – не менее пяти-шести.

В связи с *неравномерным* вращением ведомой звездочки приведенная к валу звездочки масса ведомой системы с моментом инерции J создает на звездочке переменный *инерционный момент*, который вызывает появление *динамической силы* F_d , действующей вдоль *ведущей* ветви цепи.

4.5.4. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Геометрический расчет цепной передачи заключается в определении *номинальных значений межосевого расстояния a и длины цепи L* по известным значениям

шага цепи p , чисел зубьев звездочек z_1 и z_2 и *предварительного межосевого расстояния a_0* .

Определим *предварительно* длину цепи цепной передачи, схема которой представлена на рис. 4.5.5.

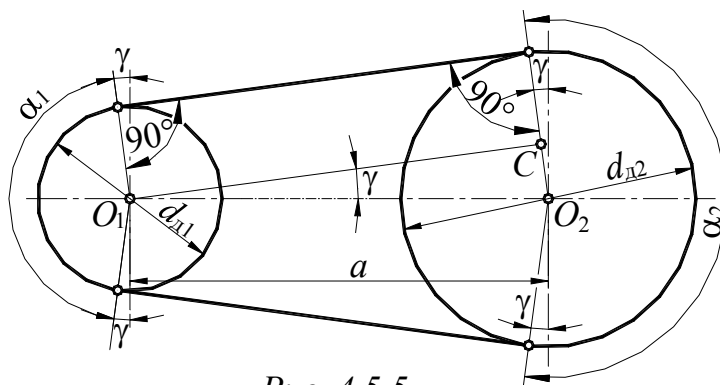


Рис. 4.5.5

$$L_0 = \frac{2a_0}{\cos \gamma} + \frac{\pi d_{д1}}{2} \frac{180^\circ - 2\gamma}{180^\circ} + \frac{\pi d_{д2}}{2} \frac{180^\circ - 2\gamma}{180^\circ}, \quad (4.5.10)$$

где L_0 – длина цепи, определенная *предварительно*,

γ – угол наклона ветви цепи к осям передачи (рис. 4.5.5), определяемый по нижеприведенному уравнению:

$$\gamma = \arcsin \frac{d_{д2} - d_{д1}}{2a_0} = \arcsin \frac{d_{д1}(u - 1)}{2a_0}. \quad (4.5.11)$$

Основным параметром, определяющим габариты звездочки, является *диаметр делительной окружности*, которая проходит через центры шарниров цепи. Так как шаг зубьев звездочек измеряют по хорде, то из треугольника aOb (рис. 4.5.6) следует, что диаметр делительной окружности равен:

$$d_d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}. \quad (4.5.12)$$

С учетом уравнения (4.5.9) и (4.5.12) преобразуем формулы (4.5.10) и (4.5.11) к виду:

$$L_0 = \frac{2a_0}{\cos \gamma} + \frac{\pi p}{2 \sin \frac{180^\circ}{z_1}} \left[u \left(1 + \frac{\gamma}{90^\circ} \right) + \left(1 - \frac{\gamma}{90^\circ} \right) \right], \quad (4.5.13)$$

$$\gamma = \arcsin \frac{p(u-1)}{2a_0 \sin \frac{180^\circ}{z_1}}. \quad (4.5.14)$$

Рекомендуемое значение межосевого расстояния a_0 :

$$a_0 = (30 - 60)p. \quad (4.5.15)$$

Наименьшее допустимое значение межосевого расстояния a_0 можно получить из условия обеспечения угла охвата меньшей звездочки, который не должен быть меньше 120° .

Угол обхвата меньшей звездочки, на основании (рис. 4.5.5), равен:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma \quad (4.5.16)$$

После предварительного определения длины цепи L_0 по формуле (4.5.13) с учетом (4.5.14) и (4.5.16), следует произвести уточнение полученной величины с учетом того, что длина цепи L должна быть кратной числу ее звеньев $z_{ц}$.

$$z_{ц0} = \frac{L_0}{p}. \quad (4.5.17)$$

Полученное значение $z_{ц0}$ следует значение округлить в большую сторону до ближайшего целого числа $z_{ц}$. Округление желательно произвести до четного числа, чтобы избежать применения переходного звена (рис. 4.5.2).

После уточнения числа звеньев в контуре следует уточнить требуемое расстояние между центрами звездочек. Из рис. 4.5.5:

$$\frac{2a}{\cos \gamma} = L - \frac{\pi p}{2 \sin \frac{180^\circ}{z_1}} \left[u \left(1 + \frac{\gamma}{90^\circ} \right) + \left(1 - \frac{\gamma}{90^\circ} \right) \right] \quad (4.5.18)$$

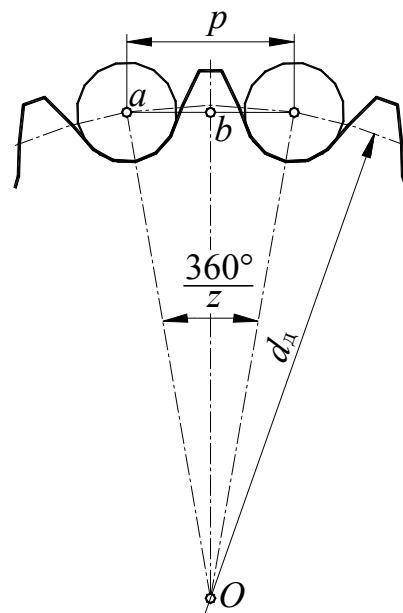


Рис. 4.5.6

Из уравнения (4.5.18) получим:

$$a = \frac{\left\{ L - \frac{\pi p}{2 \sin \frac{180^\circ}{z_1}} \left[u \left(1 + \frac{\gamma}{90^\circ} \right) + \left(1 - \frac{\gamma}{90^\circ} \right) \right] \right\} \cos \gamma}{2}. \quad (4.5.19)$$

Угол γ в уравнениях (4.5.18), (4.5.19) с достаточной для практики точностью можно определять по уравнению (4.5.14).

4.5.5. ЗВЕЗДОЧКИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Профиль зубьев звездочек должен обеспечивать их износоустойчивость, нарезание зубьев с помощью высокопроизводительных методов (например, обкаткой), плавный вход в зацеплении и выход из зацепления цепей. Зубья звездочек для втулочных и роликовых цепей профилируют по ГОСТ 591-69 (в редакции 1989 г.) (рис. 4.5.7).

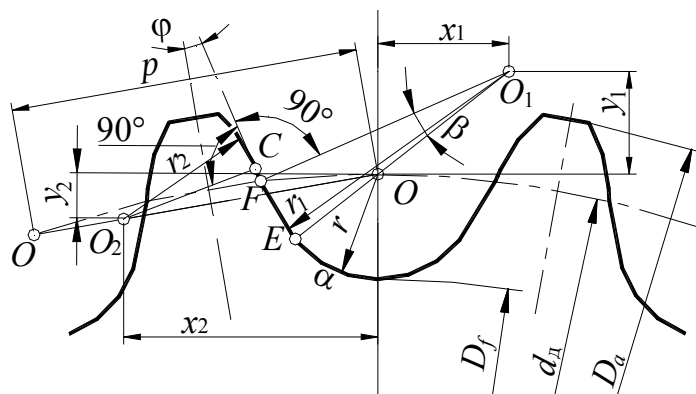


Рис. 4.5.7

Основные параметры звездочек определяются нижеприведенными формулами.

Делительный диаметр звездочки d_d определяется по формуле (4.5.12).

Диаметр окружности выступов звездочки D_a :

$$D_a = p \left(0,5 + c \operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z} \right) \quad (4.5.20)$$

Диаметр окружности впадин D_f :

$$D_f = d_d - 2r. \quad (4.5.21)$$

Радиус впадин r :

$$r = 0,5025d_1. \quad (4.5.22)$$

где d_1 — диаметр ролика (для роликовых цепей) или диаметр втулки (для втулочных цепей). Определяется по ГОСТ 13568-75 по таблицам вида $d_1 = f(p)$, где p — шаг цепи.

Радиус головки зуба r_2 :

$$r_2 = d_1(1,24 \cos \phi_1 + 0,8 \cos \beta_1) - r, \quad (4.5.23)$$

где $\varphi = 17^\circ - \frac{64^\circ}{z}$,

β – угол сопряжения.

$$\beta = 18^\circ - \frac{56^\circ}{z}.$$

FC является *прямым* участком профиля.

OO_2 – расстояние от центра дуги впадины до центра дуги выступа

зуба:

$$OO_2 = 1,24d_1. \quad (4.5.24)$$

Координаты точки O_1 :

$$x_1 = 0,8d_1 \sin \alpha, \quad (4.5.25)$$

$$y_1 = 0,8d_1 \cos \alpha, \quad (4.5.26)$$

где $\alpha = 55^\circ - \frac{60^\circ}{z}$,

Координаты точки O_2 :

$$x_2 = 1,24d_1 \cos \frac{180^\circ}{z}, \quad (4.5.27)$$

$$y_2 = 1,24d_1 \sin \frac{180^\circ}{z}. \quad (4.5.28)$$

Размеры зуба и венца звездочек в *поперечном* сечении так же регламентируются ГОСТ 591-69 (в редакции 1989 года) (рис. 4.5.8).

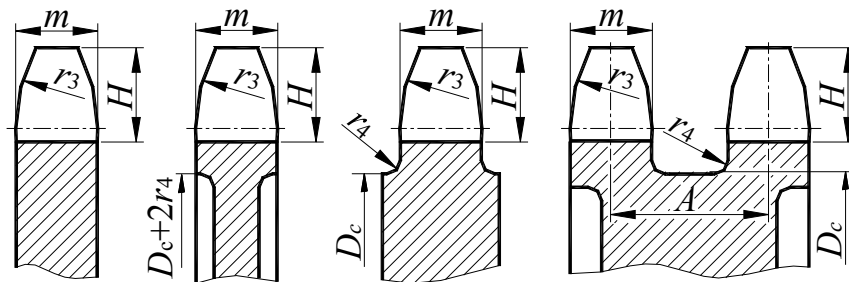


Рис. 4.5.8

Ширина зуба звездочки m :

однорядной:

$$m = (0,93B_{BH} - 0,15), \text{ мм}, \quad (4.5.29)$$

двухрядной

$$m = (0,90B_{BH} - 0,15), \text{ мм}. \quad (4.5.30)$$

В формулах (4.5.29) и (4.5.30):

$B_{\text{вн}}$ – расстояние между внутренними пластинами цепи. Определяется по ГОСТ 13568-75 по таблицам вида $B_{\text{вн}} = f(p)$, где p – шаг цепи.

Расстояние от вершины зуба до линии центра дуг закруглений H :

$$H = 0,8d_1. \quad (4.5.31)$$

Радиус закругления зуба (наименьший) r_3 :

$$r_3 = 1,7d_1 \quad (4.5.32)$$

Радиус закругления r_4 :

$$\text{при } p \leq 35 \text{ мм } r_4 = 1,6 \text{ мм}, \quad (4.5.33)$$

$$\text{при } p > 35 \text{ мм } r_4 = 2,5 \text{ мм}.$$

Диаметр обода (наибольший) D_c :

$$D_c = p \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} - 1,3h. \quad (4.5.34)$$

Для обеспечения износостойкости и сопротивляемости ударным нагрузкам детали цепей и звездочки изготавливают из термически обработанных или цементованных углеродистых и легированных сталей (60, 65Г, 20, 20Х и др.).

Звездочки тихоходных передач (при $v \leq 3$ м/с) при спокойных нагрузках можно изготавливать их серых чугунов (СЧ 21-40 и др.) с последующей закалкой.

Число зубьев звездочек z выбирают из следующего ряда: 9, 10, 11, 12, (13), 14, (15), 16, (17), 18, (19), 20, (22), 25, (28), 32, (36), 40, (45), 50, (56), 63, (71), 80. Рекомендуется принимать число зубьев не менее 13; при больших скоростях и для ответственных передач принимают большие значения, но не свыше 120. При четном числе звеньев цепи следует выбирать нечетное число зубьев звездочки.

4.5.6. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Расчетная сила натяжения *ведущей* ветви цепи:

$$F_p = F_t + F_1 + F_v, \quad (4.5.35)$$

где F_t – окружная сила, Н;

$$F_t = 2000 \frac{T_{\text{н1}}}{d_{\text{д1}}}. \quad (4.5.36)$$

F_1 – сила натяжения *ведомой* ветви цепи;

$$F_1 = F_0 + F_{\text{ц}}, \quad (4.5.37)$$

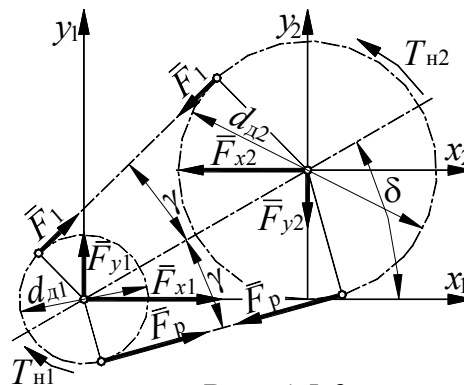


Рис. 4.5.9

где F_0 – сила натяжения от собственной силы тяжести холостой ветви;
при *горизонтальном* (и близком к нему) положении линии,
соединяющей оси звездочек:

$$F_0 = \frac{qga^2}{8f} = \frac{1,23qa^2}{f}, \quad (4.5.38)$$

при *вертикальном* (и близком к нему) положении линии
центров звездочек:

$$F_0 = mga, \quad (4.5.39)$$

где q – масса 1 м цепи, кг;
 $g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;
 a – межосевое расстояние, м;
 f – стрела провисания ветви.

$F_{ц}$ – сила натяжения от действия *центробежных* сил:

$$F_{ц} = qv^2. \quad (4.5.40)$$

F_v – *динамическая* нагрузка, обусловленная неравномерностью
движения:

$$F_v = (F'_v + F''_v) \Delta_y, \quad (4.5.41)$$

где F'_v – динамическая нагрузка от неравномерности движения ведомой звездочки и приведенных к ней масс:

$$F'_v = \frac{\lambda n_1^2 J}{90}, \quad (4.5.42)$$

где λ – коэффициент, учитывающий влияние числа зубьев ведомой звездочки z_2 :

$$\lambda = \frac{\pi}{z_2}, \quad (4.5.43)$$

n_1 – частота вращения ведущей звездочки,

J – момент инерции ведомой звездочки и всех сопряженных вращающихся деталей на ее валу;

F''_v – динамическая нагрузка от неравномерности движения цепи:

$$F''_v = \frac{ql_1 n_1^2 p}{180}, \quad (4.5.44)$$

где l_1 – длина ведущей ветви;

p – шаг цепи;

Δ_y – коэффициент, учитывающий влияние упругости и провисания цепи ($\Delta_y=0,5$ при $a=30 p$, $\Delta_y=0,75$ при $a=80 p$).

Центробежная сила на валы и опоры не передается.

$$F_y = F_{y1} = F_{y2} = F_0 \sin(\delta + \gamma) + (F_t + F_0 + F_v) \sin(\delta - \gamma), \quad (4.5.45)$$

$$F_x = F_{x1} = F_{x2} = F_0 \cos(\delta + \gamma) + (F_t + F_0 + F_v) \cos(\delta - \gamma), \quad (4.5.46)$$

где, на основании формулы (4.5.11):

$$\gamma = \arcsin \frac{d_{д1}(u-1)}{2a}. \quad (4.5.47)$$

4.5.7. РАСЧЕТ РОЛИКОВОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ ПО КРИТЕРИЯМ ЕЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Основным критерием работоспособности цепных передач является *износ шарниров цепи*.

Поэтому главной целью проектирования передач является подбор такой цепи, которая в заданных условиях работы будет обладать достаточной долговечностью. Проектирование цепных передач базируется главным образом на опытных данных.

Для проектирования должны быть заданы: номинальная передаваемая мощность $P_{н2}$ или момент $T_{н2}$, частоты вращения валов n_1 и n_2 или одного из валов и передаточное отношение u ; назначение передачи; условия работы передачи; предполагаемые габариты передачи; расположение передачи.

4.5.7.1. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ

В качестве исходных данных заданы значения $T_{н2}$, u , n_2 , условия работы передачи.

Расчетный момент $T_{н1}$:

$$T_{н1} = \frac{T_{н2}}{\eta u}, \quad (4.5.48)$$

где η – коэффициент полезного действия цепной передачи;

при постоянном обильном смазывании (масляная ванна, циркуляционное смазывание, масляный туман) $\eta=0,95-0,97$;

при нерегулярном периодическом смазывании $\eta=0,92-0,94$;

при работе без смазки $\eta=0,9-0,92$.

Частота вращения ведущей (входной) звездочки n_1 :

$$n_1 = un_2. \quad (4.5.49)$$

Число зубьев малой ведущей звездочки z_1 (*оптимальное*) определяется по таблице 4.5.1.

Таблица 4.5.1

| u | св. 1 до 2 | св. 2 до 3 | св. 3 до 4 | св. 4 до 5 | св. 5 до 6 | св. 6 до 7 | св. 7 до 8 |
|-------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| z_1 | 27 | 25 | 23 | 21 | 19 | 17 | 15 |

Число рядов цепи m выбирается конструктором.

Число зубьев большой звездочки z_2 :

$$z_2 = z_1 u. \quad (4.5.50)$$

Полученное значение по формуле (4.5.50) значение z_2 округлить до ближайшего целого числа;

z_2 при *нечетном* числе z_1 должно быть *четным*;

$$z_{2\max} = 120.$$

Передаточное число u_ϕ (*уточненное* значение):

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}. \quad (4.5.51)$$

Отклонение передаточного числа от заданного Δu :

$$\Delta u = \frac{u_\phi - u}{u} 100\%. \quad (4.5.52)$$

Должно выполняться условие $\Delta u \leq 4\%$. В противном случае следует выбрать другое число зубьев z_2 .

Шаг цепи p :

при $n_1 \leq 620$ об/мин:

для однорядной цепи:

$$p \geq 2,78(k_3 T_{H1})^{0,33} n_1^{0,037}, \quad (4.5.53)$$

для двухрядной цепи:

$$p \geq 2,33(k_3 T_{H1})^{0,33} n_1^{0,037}, \quad (4.5.54)$$

при $n_1 > 620$ об/мин:

для однорядной цепи:

$$p \geq 0,85(k_3 T_{H1})^{0,33} n_1^{0,222}, \quad (4.5.55)$$

для двухрядной цепи:

$$p \geq 0,72(k_3 T_{H1})^{0,33} n_1^{0,222}. \quad (4.5.56)$$

В формулах (4.5.53) – (4.5.56):

k_3 – коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации.

$$k_3 = k_v k_H k_{cm} k_{\Pi} k_p. \quad (4.5.57)$$

где k_v – динамический коэффициент.

$k_v=1,00$ при спокойной нагрузке.

$k_v=1,25$ при переменной нагрузке.

$k_v=2,00$ при ударной нагрузке,

k_H – коэффициент, учитывающий влияние наклона линии центров звездочек к горизонту.

$k_H=1,00$ при угле наклона δ до 60° и автоматическом регулировании;

$k_H=1,25$ при угле наклона δ более 60° .

$k_{см}$ – коэффициент, зависящий от способа смазывания.

$k_{см}=0,8$ при картерной смазке;

$k_{см}=1,0$ при непрерывной смазке;

$k_{см}=1,5$ при периодической смазке.

$k_{п}$ – коэффициент, учитывающий периодичность работы передачи.

$k_{п}=1,00$ при работе в одну смену;

$k_{п}=1,25$ при двухсменной работе;

$k_{п}=1,50$ при трехсменной работе.

k_p – коэффициент, зависящий от способа регулирования.

$k_p=1,0$ при регулировке передвигающимися опорами;

$k_p=0,8$ при регулировке нажимными звездочками;

$k_p=1,25$ для нерегулируемой передачи.

d_1 – диаметр ролика (для *роликовых* цепей) или диаметр втулки (для *втулочных* цепей) приводных роликовых цепей типа ПР, величина которых определяется из табл. 4.5.2.

Таблица 4.5.2

| Размеры, мм | | | | | | Q , кН | q , кг/м | $A_{оп}$, мм ² | |
|------------------------|----------|-------|-------|------|-----|----------|------------|----------------------------|-------|
| p | $B_{вн}$ | d | d_1 | h | b | | | | A |
| <i>Однорядные цепи</i> | | | | | | | | | |
| 9,525 | 5,72 | 3,28 | 6,35 | 8,5 | 17 | - | 9,1 | 0,45 | 28,1 |
| 12,700 | 7,75 | 4,45 | 8,51 | 11,8 | 19 | | 18,2 | 0,75 | 39,6 |
| 15,875 | 9,65 | 5,08 | 10,16 | 14,8 | 24 | | 22,7 | 1,00 | 54,8 |
| 19,050 | 12,70 | 5,94 | 11,91 | 18,2 | 33 | | 31,8 | 1,90 | 105,8 |
| 25,400 | 15,88 | 7,92 | 15,88 | 24,2 | 39 | | 60,0 | 2,60 | 179,7 |
| 31,750 | 19,05 | 9,53 | 19,05 | 30,2 | 46 | | 89,5 | 3,80 | 262,0 |
| 38,100 | 25,40 | 11,10 | 22,23 | 36,2 | 58 | | 127,0 | 5,50 | 394,0 |
| 44,450 | 25,40 | 12,70 | 25,4 | 42,4 | 62 | | 172,4 | 7,50 | 473,0 |
| 50,800 | 31,75 | 14,27 | 28,58 | 48,3 | 72 | | 227,0 | 9,70 | 646,0 |

| Размеры, мм | | | | | | | Q , кН | q , кг/м | $A_{оп}$, мм ² |
|------------------------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|----------|------------|----------------------------|
| p | $B_{вн}$ | d | d_1 | h | b | A | | | |
| <i>Двухрядные цепи</i> | | | | | | | | | |
| 12,70 | 7,75 | 4,45 | 8,51 | 11,80 | 35,0 | 13,92 | 31,8 | 1,4 | 105 |
| 15,87 | 9,65 | 5,08 | 10,16 | 14,80 | 41,0 | 16,59 | 45,4 | 1,9 | 140 |
| 19,05 | 12,70 | 5,96 | 11,91 | 18,08 | 53,4 | 23,78 | 104,0 | 2,9 | 211 |
| 25,40 | 15,88 | 7,92 | 15,88 | 24,20 | 68,0 | 29,29 | 114,0 | 5,0 | 359 |
| 31,70 | 19,05 | 9,53 | 19,05 | 30,20 | 82,0 | 35,76 | 177,0 | 7,3 | 524 |
| 38,10 | 25,40 | 11,12 | 22,23 | 36,20 | 104,0 | 45,44 | 254,0 | 11,0 | 788 |
| 44,45 | 25,40 | 12,70 | 25,4 | 42,20 | 110,0 | 48,87 | 344,8 | 14,4 | 946 |
| 50,80 | 31,70 | 14,27 | 28,58 | 48,30 | 130,0 | 58,55 | 453,6 | 19,1 | 1292 |

Примечания:

1. Параметр $A_{оп}$, мм² – проекция опорной поверхности шарнира.
2. A – расстояние между плоскостями, проходящими через середины роликов первого и второго рядов цепи
3. Стандарт не распространяется на цепи для буровых установок

Остальные размеры передачи можно определить, воспользовавшись формулами, приведенными в разделах 4.5.4 и 4.5.5.

4.5.7.2. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ

4.5.7.2.1. ПРОВЕРКА ПО ЧИСЛУ УДАРОВ ЦЕПИ О ЗУБЬЯ ЗВЕЗДОЧЕК

Эта проверка сводится к определению числа ударов цепи о зубья звездочек U и сравнению его с допускаемым числом ударов U_p .

Должно выполняться условие:

$$U \leq U_p. \quad (4.5.58)$$

$$U_p = \frac{508}{p}, \quad (4.5.59)$$

$$U = 0,0667 \frac{z_1 n_1}{a}. \quad (4.5.60)$$

Нарушение условия (4.5.58) не допускается. В противном случае следует увеличить межосевое расстояние a .

4.5.7.2.2. ПРОВЕРКА ПО ДАВЛЕНИЮ В ШАРНИРАХ ЦЕПИ

При этой проверке определяется расчетное давление в шарнирах $p_{расч}$ и сравнивается с допускаемым давлением p_p . Должно выполняться условие:

$$p_{\text{расч}} \leq p_p \cdot \quad (4.5.61)$$

$$p_{\text{расч}} = \frac{F_p k_3}{A_{\text{оп}}}. \quad (4.5.62)$$

Значение F_p определяется по формуле (4.5.35), значение k_3 – по формуле (4.5.57), значение $A_{\text{оп}}$ – по табл. 4.5.2.

Допустимое давление p_p в шарнире для роликовых цепей определяется по табл. 4.5.3.

Таблица 4.5.3

*Допустимое давление p_p в шарнире для роликовых цепей, МПа,
при $k_3 = 1$ (для $d=15-30$)*

| Шаг цепи p , мм | Частота вращения меньшей звездочки, мин ⁻¹ | | | | | | | | | |
|----------------------|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | <50 | 200 | 400 | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1600 | 2000 | 2400 |
| 12,70-15,875 | - | 31,5 | 28,7 | 26,2 | 24,2 | 22,4 | 21,0 | 18,5 | 16,6 | 15,0 |
| 19,05-25,40 | - | 30,0 | 26,2 | 23,4 | 21,0 | 19,0 | 17,5 | 15,0 | - | |
| 31,75-38,10 | 35 | 28,7 | 24,2 | 21,0 | 18,5 | 16,6 | 15,0 | - | | |
| 44,45-50,80 | - | 26,2 | 21,0 | 17,5 | 15,0 | - | | | | |

Перегрузка цепи не допускается. Если условие (4.5.61) не выполняется, то следует либо принять цепь с большим шагом p , либо увеличить z_1 . После принятой корректировки следует произвести перерасчет передачи.

4.5.7.2.3. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЦЕПИ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ БЕЗОПАСНОСТИ

При проверке цепи по коэффициенту безопасности определяется действительный коэффициент безопасности s и сравнивается с нормативный коэффициент безопасности s_p . Должно выполняться условие:

$$s \geq s_p. \quad (4.5.63)$$

$$s = \frac{Q}{F_p}, \quad (4.5.64)$$

где Q – разрушающая нагрузка (определяется по табл. 4.5.2),

F_p – расчетная сила натяжения *ведущей* ветви цепи (определяется по уравнению (4.5.35)).

s_p – нормативный коэффициент безопасности (определяется по табл. 4.5.4)).

Должно выполняться условие: $s_p \leq s$.

Перегрузка цепи не допускается.

Если условие $s_p \leq s$ не выполняется, то следует либо принять цепь с большим шагом p , либо увеличить z_1 .

После принятой корректировки следует произвести перерасчет передачи.

Таблица 4.5.4

Нормативные коэффициенты безопасности s_p приводных роликовых цепей нормальной серии ПР и 2ПР

| n_1 , об/мин | Шаг цепи p , мм | | | | | | | |
|-------------------|-------------------|--------|-------|------|-------|------|-------|------|
| | 12,7 | 15,875 | 19,05 | 25,4 | 31,75 | 38,1 | 44,45 | 50,8 |
| 50 | 7,1 | 7,2 | | 7,3 | 7,4 | 7,5 | 7,6 | |
| 100 | 7,3 | 7,4 | 7,5 | 7,6 | 7,8 | 8,0 | 8,1 | 8,4 |
| 300 | 7,9 | 8,2 | 8,4 | 8,9 | 9,4 | 9,8 | 10,3 | 10,8 |
| 500 | 8,5 | 8,9 | 9,4 | 10,2 | 11,0 | 11,8 | 12,5 | - |
| 750 | 9,3 | 10 | 10,7 | 12,0 | 13,0 | 14,0 | - | |
| 1000 | 10,0 | 10,8 | 11,7 | 13,3 | 15,0 | - | | |
| 1250 | 10,6 | 11,6 | 12,7 | 14,5 | - | | | |