

Лекция № 5

Червячные передачи.

Область применения. Классификация. Передачи с глобоидным и цилиндрическим червяками. Кинематика и геометрические параметры червячных передач. Критерии работоспособности. Силы в зацеплении. Расчет зубьев червячного колеса на контактную прочность и изгиб. КПД червячной передачи. Тепловой расчет.

Червячная передача – это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары между валами, у которых угол скрещивания осей обычно равен $\theta = 90^\circ$ (рис. 4.1).

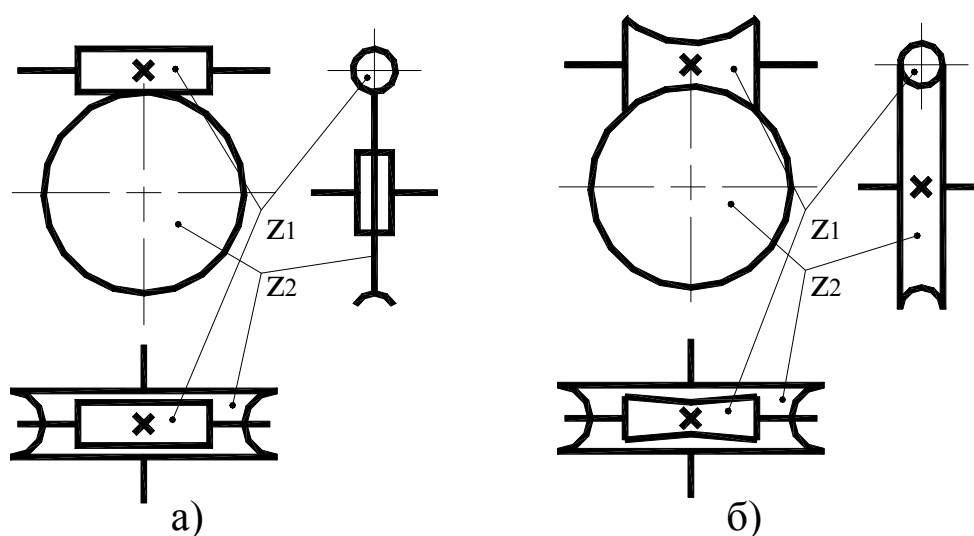


Рис. 5.1. Червячная передача

В большинстве случаев ведущим является червяк, т.е. короткий винт с трапецеидальной или близкой к ней резьбой. Для облегчения тела червяка венец червячного колеса имеет зубья дугообразной формы, что увеличивает длину контактных линий в зоне зацепления. Параметрам червяка приписывается индекс 1, а параметрам червячного колеса – индекс 2.

Достоинства: компактность конструкции и возможность получения больших передаточных чисел в одноступенчатой передаче ($u = 10 - 60$, но в несилсовых передачах u до 300 и более);

плавность и бесшумность работы;

высокая кинематическая точность;

возможность получения самотормозящей передачи, т.е. допускающей передачу движения только от червяка к колесу.

Недостатки: значительное геометрическое скольжение в зацеплении и связанное с этим трение;

повышенный износ;

склонность к заеданию;

нагрев передачи;

сравнительно низкий КПД (от 0.45 до 0.85);

необходимость применения для ответственных передач дорогостоящих и дефицитных антифрикционных цветных металлов;

наличие больших осевых сил, усложняющих конструкции опор.

Область применения.

Целесообразно червячные передачи применять при небольших и средних мощностях, обычно не более 50 кВт.

При проектировании передач, состоящих из зубчатых и червячных пар, червячную пару рекомендуется применять в качестве быстроходной ступени, так как при увеличении окружной скорости червяка создаются более благоприятные условия смазки и уменьшаются потери на трение.

Червячные передачи во избежание их перегрева предпочтительно использовать в приводах периодического (а не непрерывного) действия.

КЛАССИФИКАЦИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

1. В зависимости от внешней поверхности червяка передачи бывают с цилиндрическим (см. рис. 7.1а) или глобоидным червяком (см. рис. 7.1б).

Глобоидная передача имеет большую поверхность зацепления, поэтому обладает повышенной несущей способностью. Однако она сложна в изготовлении, чувствительна к смещениям червяка, требует повышенного охлаждения. Наиболее распространены передачи с цилиндрическим червяком.

2. В зависимости от числа витков (заходов резьбы) червяка передачи бывают с однозаходным или с многозаходным червяком.

3. По взаимному расположению червяка относительно колеса передачи бывают с нижним ($v \leq 5$ м/с), боковым и верхним ($v > 5$ м/с) (см. рис. 7.1) расположением червяка (диктуется в основном компоновкой машины).

4. В зависимости от направления линии витка червяка червячные передачи бывают с правым и левым направлением линии витка.

5. По форме профиля витка цилиндрического червяка передачи бывают с архимедовым (zA), эвольвентным (zJ) и конволютным (zN) червяками, у которых торцовый профиль витка является соответственно: архимедовой спиралью, эвольвентой окружности и удлиненной эвольвентой.

Независимо от профиля витка червяка цилиндрические червячные передачи при равной твердости и одинаковом качестве изготовления практически обладают одинаковыми нагрузочной способностью и КПД.

Выбор профиля нарезки червяка определяется способом его изготовления (в основном возможностью шлифования витков). Наибольшее распространение получили цилиндрические передачи без смещения с архимедовым червяком.

Независимо от профиля червяка профиль зубьев червячного колеса всегда эвольвентный.

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ

а) архимедова червяка

α – угол профиля витка в осевом сечении;

P – осевой шаг, т.е. расстояние между одноименными сторонами соседних витков (рис. 7.2);

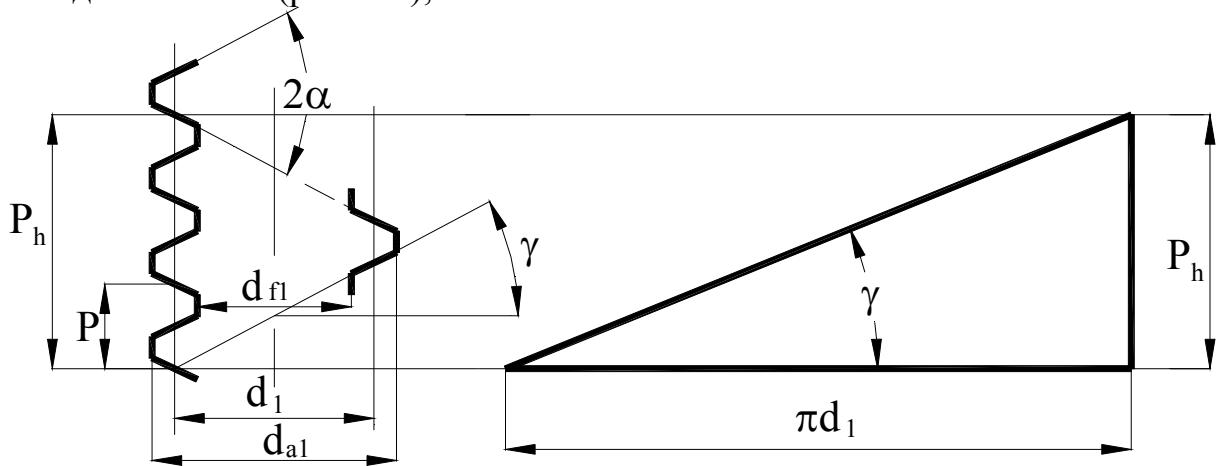


Рис. 5.2. Параметры червяка

$m = P/\pi$ – осевой модуль червяка (стандартизован);

$P_h = Pz_1$ – ход витка, т.е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка;

z_1 – число заходов червяка;

$d_1 = mq$ – делительный диаметр;

$q = d_1/m$ – коэффициент диаметра червяка (значения q стандартизованы и зависят от величины модуля);

γ – угол подъема витка:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_h}{\pi d_1} = \frac{Pz_1}{mq} = \frac{mz_1}{mq} = \frac{z_1}{q};$$

$h_{a1} = m$ – высота головки витка червяка;

$h_{f1} = 1.2m$ – высота ножки витка червяка;

$d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m = mq + 2m = m(q+2)$ – диаметр вершин витков;

$d_{f1} = d_1 - 2h_f = d_1 - 2.4m = mq - 2m = m(q-2.4)$ – диаметр впадин витков.

б) червячного колеса

$d_2 = mz_2$ – делительный диаметр (рис. 7.3);

$d_{a2} = d_2 + 2h_a = mz_2 + 2m = m(z_2+2)$ – диаметр вершин зубьев;

$d_{f2} = d_2 - 2.4m = mz_2 - 2.4m = m(z_2 - 2.4)$ – диаметр впадин зубьев;

$d_{am2} = d_{a2} + 2m$ (при $z_1 = 1$) – максимальный диаметр.

Межосевое расстояние:

$$a_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{mq + mz_2}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2}.$$

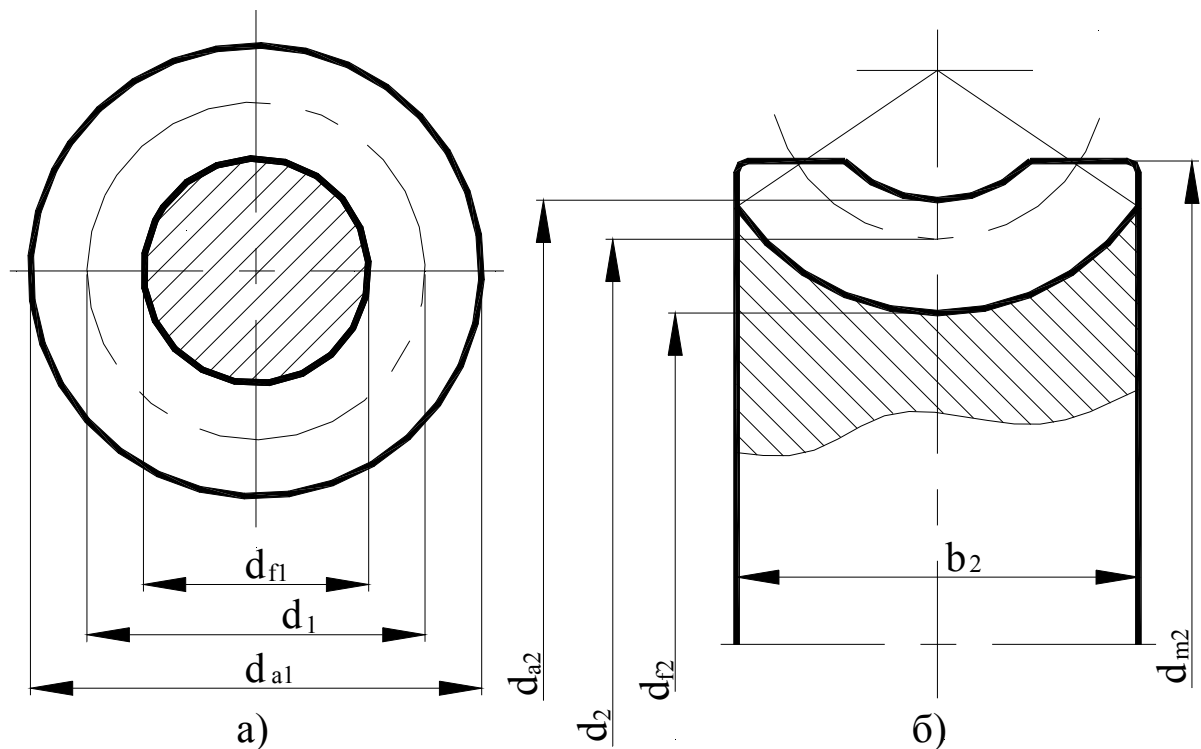


Рис. 5.3. Параметры червячного колеса

КИНЕМАТИКА ПЕРЕДАЧИ

Передаточное отношение.

В червячной передаче начальные окружности червяка и колеса в относительном движении скользят, а не обкатываются вокруг друг друга. Поэтому передаточное отношение не может быть выражено отношением диаметров d_2 и d_1 .

Передаточное отношение определяют из условия, что за один оборот червяка колесо поворачивается на число зубьев, равное числу заходов червяка:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где z_1 и z_2 – число заходов червяка и число зубьев колеса.

Передаточное отношение не зависит от диаметра червяка. Т.к. z_1 может быть небольшим и часто равным 1 (чего не бывает у шестерни), то для червячной передачи можно получить большое передаточное отношение. В силовых передачах $z_1 = 1; 2; 4$.

Скольжение в зацеплении.

При движении витки червяка скользят по зубьям колеса. Скорость скольжения v_s направлена по касательной к винтовой линии червяка (рис. 7.4). Как относительная скорость, она равна разности окружных скоростей червяка v_1 и колеса v_2 .

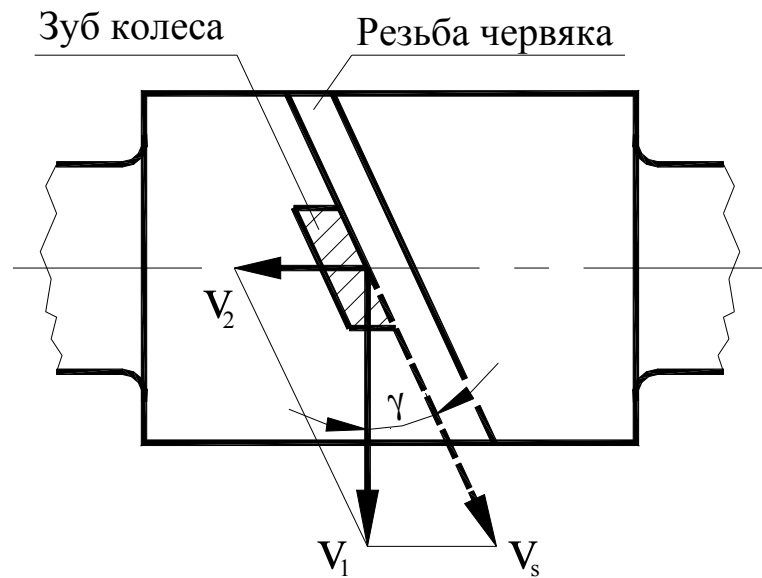


Рис. 5.4. Скорость скольжения

Из рисунка видно, что

$$v_s = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2}.$$

Отсюда $v_s > v_1$.

Наличие скольжения в червячной передаче является причиной повышенного износа зубьев колеса, склонности к заеданию, повышенного нагрева и пониженного КПД, так как коэффициент трения скольжения значительно больше коэффициента трения качения.

Силы в зацеплении.

В червячном зацеплении нормальная сила раскладывается на три составляющие силы: радиальную, окружную и осевую (рис. 7.5).

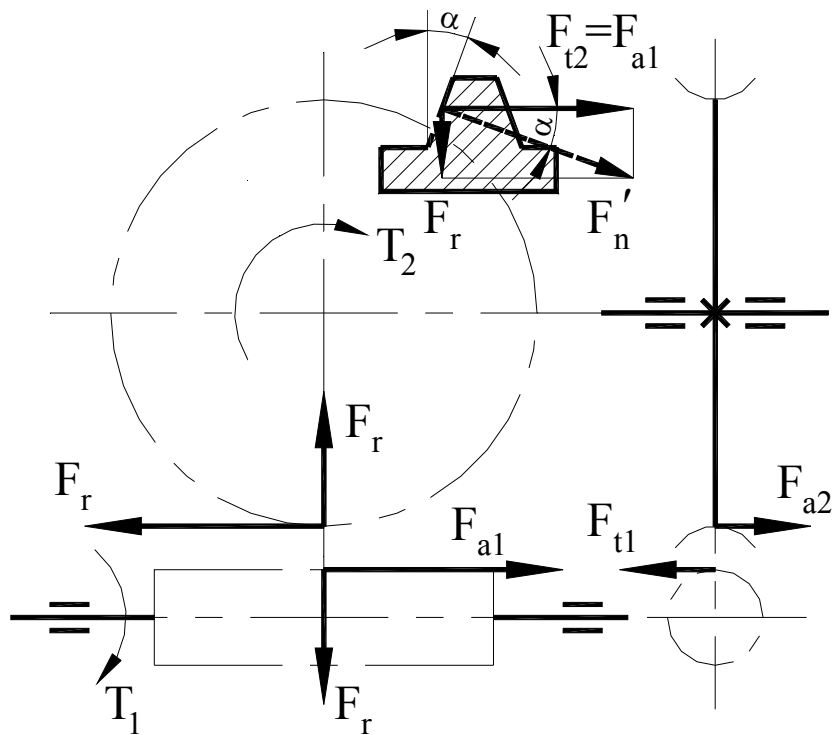


Рис. 5.5. Силы в червячном зацеплении

Окружная сила на червяке F_{t1} численно равна осевой силе на червячном колесе F_{a2} :

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1,$$

где T_1 – вращающий момент на червяке.

Окружная сила на червячном колесе F_{t2} численно равна осевой силе на червяке F_{a1} :

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2,$$

где T_2 – вращающий момент на червячном колесе.

Радиальная сила на червяке F_{r1} численно равна радиальной силе на колесе F_{r2} :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha.$$

Направления осевых сил червяка и червячного колеса зависят от направления вращения червяка, а также от направления линии витка.

Направление силы F_{t2} всегда совпадает с направлением скорости вращения колеса, а сила F_{t1} направлена в сторону, противоположную скорости вращения червяка.

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ, КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

В червячной паре менее прочным элементом является зуб червячного колеса, для которого возможны следующие виды разрушений: 1) усталостное контактное выкрашивание; 2) износ; 3) заедание и 4) поломка зубьев.

В отличие от зубчатых, в червячных передачах износ и заедание наблюдаются чаще, чем выкрашивание и поломка, что связано со значительным скольжением. Следовательно, износостойкость и стойкость против заедания – основные критерии работоспособности червячных

передач. Дополнительные критерии работоспособности – изгибная прочность зубьев колеса и жесткость червяка.

Для уменьшения износа и предупреждения заедания необходимо ограничивать величину контактных напряжений. Поэтому для червячной передачи проектным является расчет по контактным напряжениям. В качестве проверочного проводится расчет зубьев колеса по контактным напряжениям и напряжениям изгиба, а червяка – на жесткость.

Формула для проверочного расчета зубьев колеса на контактную выносливость

$$\sigma_H = \frac{170 q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{z_2 + 1}{q a_w} \right)^3} T_2 K_H \leq \sigma_{HP},$$

где σ_H – действительное контактное напряжение; σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение для материала зуба червячного колеса; K_H – коэффициент нагрузки, который учитывает неравномерность распределения нагрузки вследствие деформации деталей передачи и дополнительные динамические нагрузки.

Формула для проектного расчета зубьев колеса на контактную выносливость

$$a_w = \left(\frac{z_2 + 1}{q} \right)^3 \sqrt{\left(\frac{170}{z_2 [\sigma_{HP}]} \right)^2} T_2 K_H.$$

Формула для проверочного расчета зубьев колеса на выносливость при изгибе

$$\sigma_F = 0.7 Y_F \frac{F_{t2}}{b_2 m_n} K_{F\beta} K_{Fv} \leq \sigma_{FP},$$

где Y_F – коэффициент формы зуба (определяют в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_v = z / \cos^3 \gamma$); F_{t2} – окружная сила на колесе; b_2 – ширина зубчатого венца колеса; $m_n = m \cdot \cos \gamma$ – нормальный модуль.

Кроме того, необходимо выполнять проверочный расчет червяка на жесткость. Для обеспечения нормальной работы прогиб червяка не должен превышать допускаемый $f \leq [f]$, $f = (0.005 - 0.01)m$. Стрела прогиба f находится по формулам сопротивления материалов.

МАТЕРИАЛЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ

Ввиду того что в червячном зацеплении преобладает трение скольжения, материалы червячной пары должны иметь низкий коэффициент трения, обладать хорошей износостойкостью и пониженной склонностью к

заеданию. Для этого в червячной передаче сочетают разнородные материалы при малой шероховатости соприкасающихся поверхностей.

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 40, 45, 50 или легированных сталей марок 40X, 40XH с поверхностной или объемной закалкой до твердости HRC₃ 45-55. При этом необходима шлифовка и полировка рабочих поверхностей витков. Используют также цементуемые стали (15X, 20X и др. с твердостью после закалки HRC₃ 58-63).

Ввиду высокой стоимости антифрикционных материалов, применяемых для уменьшения коэффициента трения, червячные колеса выполняются сборными. Зубчатый венец колеса изготавливается из антифрикционных материалов, а сам диск – из конструкционной стали или чугуна. Выбор материала венца определяется в зависимости от скорости скольжения.

При высоких скоростях скольжения, когда $v_s = 6 - 25$ м/с, и при длительной работе рекомендуются оловянные бронзы марок БрОФ10-1, БрОНФ, которые обладают хорошими противозадирными свойствами.

При средних скоростях скольжения, когда $v_s = 2 - 6$ м/с, применяют алюминиевую бронзу марки БрАЖ9-4. Эта бронза обладает пониженными противозадирными свойствами, поэтому применяется в паре с закаленными до твердости \geq HRC₃ 45 и шлифованными червяками.

При малых скоростях скольжения, когда $v_s < 2$ м/с, червячные колеса можно изготавливать из серых чугунов марок СЧ12, СЧ15 и др.

Предварительно при проектном расчете скорость скольжения v_s определяют по эмпирической зависимости

$$v_s = 4.3 \cdot 10^{-3} \omega_2 u \sqrt[3]{T_2},$$

где ω_2 – угловая скорость червячного колеса, с⁻¹; U – передаточное число передачи; T_2 – крутящий момент на червячном колесе, Н·м.

КПД ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Общий КПД $\eta_o = \eta_z \eta_{\text{п}} \eta_{\text{м}}$,

где η_z – учитывает потери в зацеплении; $\eta_{\text{п}}$ – в подшипниках; $\eta_{\text{м}}$ – на разбрызгивание масла.

Основными являются потери в зацеплении и по аналогии с винтовой

парой $\eta_z = \frac{\text{tg}\gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}$,

где ρ' – приведенный коэффициент трения ($\text{tg} \rho' = f'$; f' – приведенный коэффициент трения).

$\eta_{\text{п}} \eta_{\text{м}} \approx 0.95$, тогда

$$\eta_z = 0.95 \frac{\text{tg}\gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}.$$

. ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ КПД

- 1) Увеличение угла подъема витка γ (увеличение числа заходов, т.к. $\gamma = \text{arctg}(z_1/q)$);
- 2) снижение приведенного угла трения (коэффициента трения), что обеспечивается:
 - а) уменьшением шероховатости витков червяка и зубьев колеса;
 - б) применением антифрикционных пар материалов (сталь – бронза и др.)
 - в) повышением качества смазки;
 - г) увеличением скорости скольжения (окружной скорости), т.к. при этом происходит переход от полужидкостного к жидкостному трению за счет втягивания масла в клиновой зазор между витком червяка и зубом колеса и формирования устойчивого масляного слоя;
 - д) повышением точности изготовления и регулировки зацепления.

САМОТОРМОЖЕНИЕ В ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Самоторможение означает невозможность передачи движения в обратном направлении – от колеса к червяку. Не все червячные передачи самотормозящиеся. Условие получения самотормозящейся передачи $\gamma = \rho'$. Свойство самоторможения используют в грузоподъемных механизмах, однако КПД самотормозящей передачи меньше 0.5, как это следует из формулы

$$\eta_s = 0.95 \frac{\text{tg}\gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}$$

. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ. ИСКУССТВЕННОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

При работе червячных передач выделяется большое количество теплоты. Потерянная мощность $(1 - \eta) \cdot P_1$ на трение в зацеплении и подшипниках, а также на размешивание и разбрызгивание масла переходит в теплоту, которая нагревает масло, а оно через стенки корпуса передает эту теплоту окружающей среде.

Если отвод теплоты будет недостаточным, передача перегреется. При перегреве смазочные свойства масла резко ухудшаются (его вязкость падает), и возникает опасность заедания, что может привести к выходу передачи из строя.

Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы производится на основе теплового баланса, т. е. равенства тепловыделения Q_v и теплоотдачи Q_o .

Количество теплоты, выделяющееся в непрерывно работающей передаче в одну секунду: $Q_v = (1 - \eta) \cdot P_1$,
где η – общий КПД червячной передачи; P_1 – мощность на червяке, Вт.

Количество теплоты, отводимой наружной поверхностью корпуса, в одну секунду $Q_o = K_t (t_m - t_b) \cdot A$, где A – площадь поверхности корпуса, омываемая внутри маслом или его брызгами, а снаружи воздухом, m^2 . Поверхность днища корпуса не учитывается, так как она не омывается свободно циркулирующим воздухом; t_b – температура воздуха вне корпуса, в цеховых условиях обычно $t_b = 20^\circ C$; t_m – температура масла в корпусе передачи, $^\circ C$; K_t – коэффициент теплопередачи, т.е. число, показывающее, сколько теплоты в секунду передается одним квадратным метром поверхности корпуса при перепаде температур в один градус. Зависит от материала корпуса редуктора и скорости циркуляции воздуха (интенсивности вентиляции помещения). Для чугунных корпусов принимают $K_t = 8-17$ Вт/($m^2 \cdot ^\circ C$).

Большие значения используются при незначительной шероховатости поверхности наружных стенок, хорошей циркуляции воздуха вокруг корпуса и интенсивном перемешивании масла (при нижнем или боковом расположении червяка).

По условию теплового баланса

$Q_b = Q_o$, т. е. $(1 - \eta) \cdot P_1 = K_t (t_m - t_b) \cdot A$, откуда температура масла в корпусе червячной передачи при непрерывной работе

$$t_m = t_b + (1 - \eta) \cdot P_1 / (K_t A) \leq [t_m].$$

Величина $[t_m]$ зависит от марки масла. Обычно принимают $[t] = 70 - 90^\circ C$. Если при расчете окажется, что $t_m > [t_m]$, то необходимо:

1. Либо увеличить поверхность охлаждения A , применяя охлаждающие ребра (в расчете учитывается только 50 % поверхности ребер).

2. Либо применить искусственное охлаждение, которое может осуществляться:

а) обдувом корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка; в этом случае увеличивается K_t .

б) охлаждением масла водой, проходящей через змеевик;

в) применением циркуляционной смазки со специальным холодильником.

В случаях б) и в) вышеприведенная формула неприменима.

Тепловой расчет червячных редукторов производится как проверочный после определения размеров корпуса при эскизном проектировании.