

7. Червячные передачи

7.1. Принцип работы и возможности передачи

Это передача зацеплением непосредственного контакта. Состоит из двух элементов червяка 1 и колеса 2 (рис.7.1).

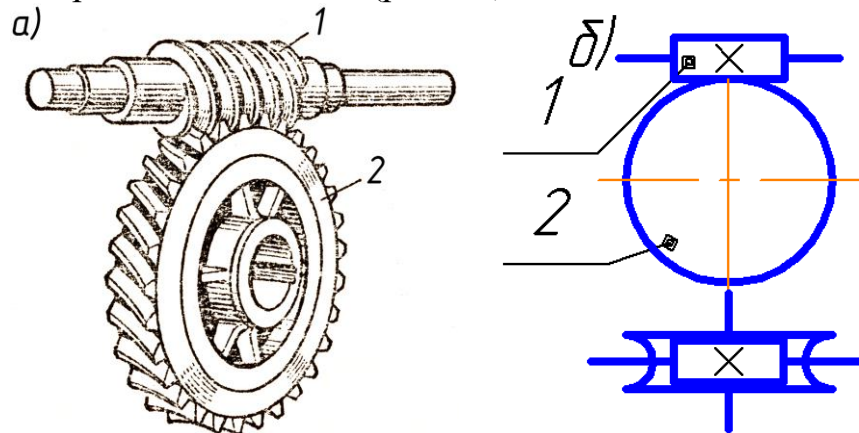


Рис.7.1. Червячная передача: а) общий вид; б) кинематическая схема

Обычно ведущая деталь червяк, реже – колесо. Применяется тогда, когда оси валов червяка и колеса скрещаются в пространстве. Угол скрещивания может быть любым, но чаще всего 90° .

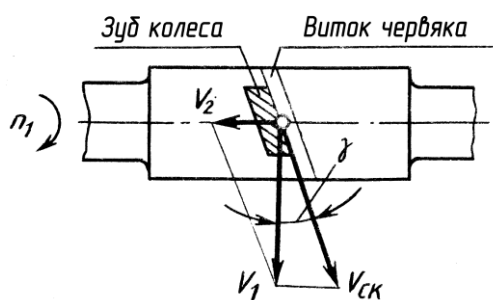


Рис.7.2. Скорость скольжения в червячной передаче

Поскольку оси вращения деталей передачи скрещаются в пространстве, виток червяка скользит по зубу колеса (рис. 7.2) и скорость скольжения равна

$$V_{\text{ск}} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos \gamma},$$

где γ – угол подъема винтовой линии червяка, V_1 и V_2 – окружные скорости червяка и колеса.

Передачу иногда называют зубчато-винтовой, так как червяк можно рассматривать как винт, а колесо – как часть гайки. Поэтому эта передача обладает всеми свойствами винтовой пары. С другой стороны, червячное колесо – косозубое цилиндрическое колесо и поэтому червячная передача обладает всеми свойствами косозубой цилиндрической передачи.

Достоинства передачи.

- плавность и бесшумность работы;
- возможность реализации больших передаточных чисел;
- компактность;
- возможность получения самотормозящейся пары.

Недостатки.

- низкий к.п.д.;
- износ, склонность к заеданию и большое выделение тепла в зоне зацепления – следствие скольжения витка червяка по зубу колеса;

- необходимость применения антифрикционных материалов для того, чтобы снизить потери и увеличить к.п.д.;
- высокая стоимость изготовления по сравнению с зубчатыми передачами.

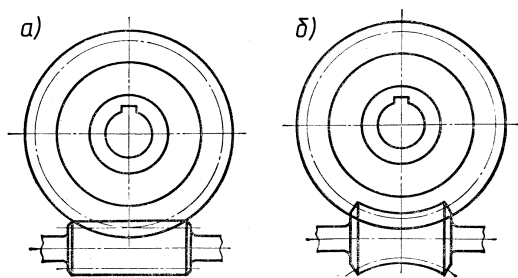
Возможности передачи.

- по скорости: до 10...15 м/с;
- по мощности: не более 50 кВт, при большей мощности применение становится невыгодным;
- К.П.Д. зависит от числа заходов червяка и составляет:
 - 0.7...0.92 для несамотормозящихся передач;
 - 0.4...0.6 для самотормозящихся передач;
- по передаточному числу: в силовых передачах передаточное число чаще всего 10...60 (до 80), в кинематических - до 300 и более в одной ступени.

Рекомендуется применять в приводах в качестве быстроходной ступени и предусматривать защиту от перегрева. Не рекомендуется при длительной непрерывной работе.

7.2. Классификация червячных передач

7.2.1. В зависимости от формы червяка могут быть передачи с цилиндрическим червяком и глобоидные (рис.7.3).



Глобоидная передача имеет повышенный к.п.д., более надёжна и долговечна, несущая способность её в 1.5...4 раза выше передачи с цилиндрическим червяком.

Из-за сложности изготовления и монтажа, повышенного тепловыделения она имеет ограниченное применение. Используется при тяжёлых нагрузках и установившихся режимах работы.

Наибольшее распространение получили передачи с цилиндрическим червяком.

7.2.2. В зависимости от формы винтовой поверхности цилиндрических червяков различают:

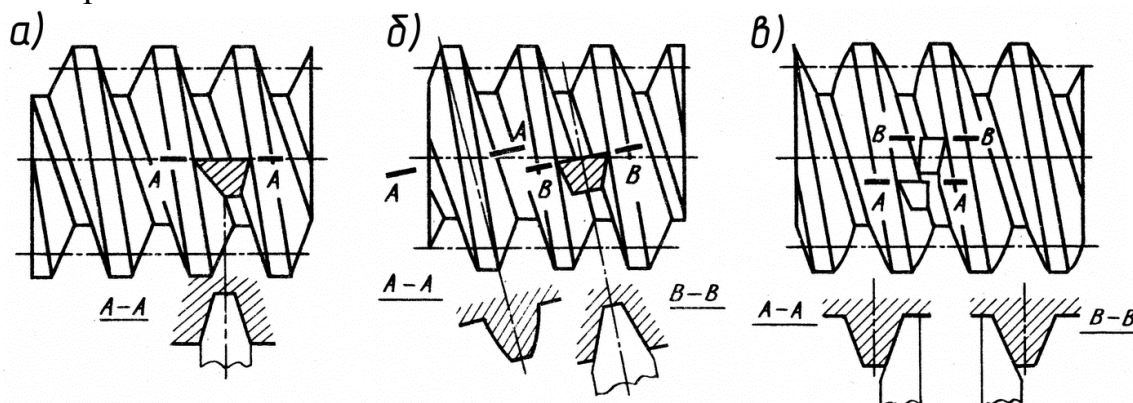


Рис.7.4. Разновидности цилиндрических червяков:

а) Архимедов; б) конволютный; в) эвольвентный.

Архимедовы червяки (рис.7.4а) имеют в осевом сечении прямобочную трапецию, а в торцевом сечении – спираль Архимеда (рис.7.5а). Получили

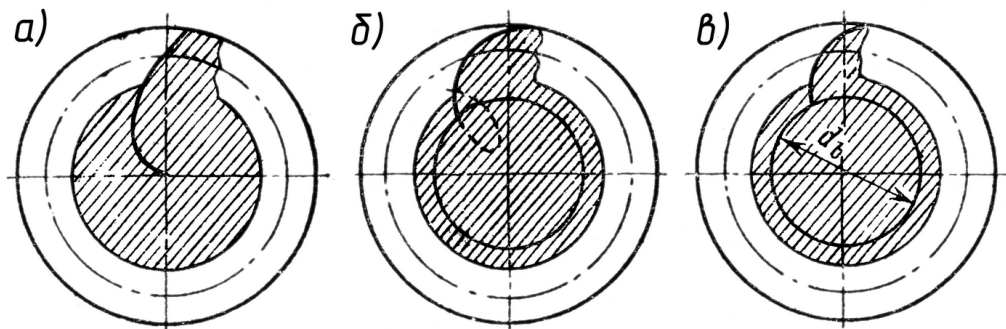


Рис.7.5. Профиль витка цилиндрического червяка в торцевом сечении:

а) Архимедов; б) конволютный; в) эвольвентный.

наибольшее распространение. Они просты в изготовлении, если не требуется шлифования. Для шлифования таких червяков нужен шлифовальный круг, очерченный сложной кривой в осевом сечении. Это ограничивает их применение.

Конволютные червяки (рис.7.4б) имеют прямолинейный профиль в сечении нормальном к витку, а в торцевом сечении витки очерчены удлиненной или укороченной эвольвентой (рис. 7.5б). Главное их преимущество заключается в возможности шлифования конусными кругами на обычных резьбошлифовальных станках. При этом получается нелинейчатая боковая поверхность, весьма близкая к поверхности конволютного червяка. А поскольку фрезы для нарезания колёс шлифуют точно также, получается правильное зацепление. Применяются в тех случаях, когда червяк нужно термически обработать, а потом шлифовать.

Эвольвентные червяки (рис.7.4в) имеют прямолинейный профиль в сечении плоскостью, касательной к основному цилиндру червяка, а в торцевом сечении витки очерчены эвольвентой (рис. 7.5в). Такие червяки можно шлифовать плоской стороной шлифовального круга. Шлифуемые червяки следует делать эвольвентными.

Цилиндрические червяки по стандарту обозначаются:

- ZA – Архимедов червяк;
- ZN – конволютный червяк;
- ZJ – эвольвентный червяк.

Эксплуатационные показатели у них примерно одинаковы. Выбор определяется технологическими возможностями производства.

7.2.3. В зависимости от направления осевой линии могут быть правые (винтовая линия слева вверх направо) и левые (винтовая линия справа вверх налево).

7.2.4. В зависимости от числа заходов червяка (числа витков червяка) могут быть одно- и многозаходные. Стандарт рекомендует $Z_1=1, 2, 4$. В специальных случаях число витков может быть любым, но не должно превы-

шать $Z_1=12$. Нужно помнить, что для каждого числа витков требуется свой инструмент. Назначение нестандартного числа заходов требует применения нестандартного инструмента.

7.2.5. В зависимости от расположения червяка относительно колеса могут быть передачи с верхним, нижним, боковым расположением червяка и с вертикальными валами (рис.5.6).

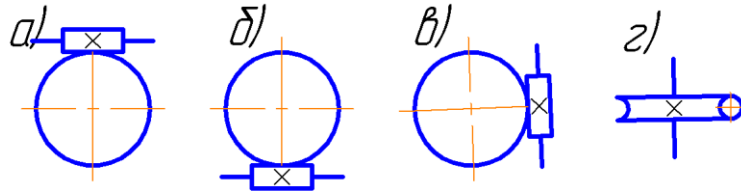


Рис.7.6. Некоторые компоновки червячных передач

7.2.6. В зависимости от величины угла подъема винтовой линии могут быть самотормозящиеся (угол подъема меньше угла трения) и несамотормозящиеся (угол подъема винтовой линии больше угла трения) передачи.

7.3. Основные геометрические и кинематические соотношения в передаче с цилиндрическим Архимедовым червяком (ЗА)

Основной параметр – модуль в осевом сечении m_s – принимается по

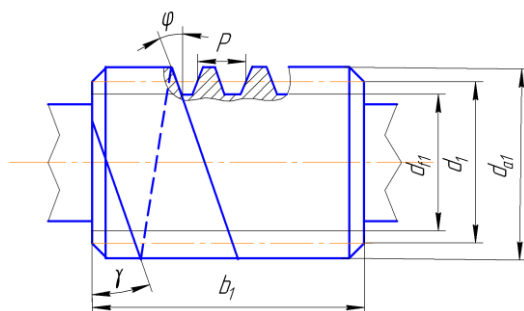


Рис.7.7. Геометрические параметры червяка

стандарту. Вводится ещё один стандартный параметр $q = \frac{d_1}{m_s} = 6.3...25$ – число

модулей в диаметре червяка. Отсюда

$$d_1 = qm_s.$$

Делительный цилиндр делит виток

по высоте на головку, высота которой

$h_a = 1m_s$, и ножку, высота которой

$h_f = 1.2m_s$. Тогда (рис.7.7): диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = qm_s + 2m_s = m_s(q + 2);$$

диаметр впадин витков червяка $d_{f1} = d_1 - 2h_f = m_s(q - 2.4)$.

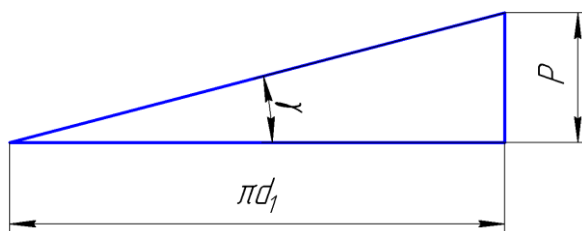


Рис.7.8.Развёртка витка червяка

Угол $\varphi = 20^\circ$ – угол профиля нарезки червяка.

Угол γ – угол подъема винтовой линии нарезки червяка.

Если развернуть виток червяка на плоскость по начальному диаметру, подобно тому, как это делалось для резьбы, то получим прямоугольный

треугольник (рис.7.8) с катетами, равными осевому шагу P и длине окружности делительного цилиндра червяка πd_1 . Осевой шаг $P = z_1 m_s \pi$. Поэтому

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi d_1} = \frac{z_1 m_s \pi}{\pi m_s q} = \frac{z_1}{q},$$

где Z_1 - число заходов червяка. Обычно $\gamma \approx 2.5 \dots 28^\circ$ в зависимости от числа заходов и числа модулей в диаметре червяка.

b_1 - длина нарезанной части червяка. Принимается в зависимости от величины смещения инструмента при нарезке. При нулевом смещении

$$b_1 = (11 + 0.06 z_2) m_s, \text{ если } z_1 = 1 \text{ или } 2;$$

$$b_1 = (12.5 + 0.09 z_2) m_s, \text{ если } z_1 = 4.$$

Здесь Z_2 - число зубьев червячного колеса. Обычно $28 \leq z_2 \leq 120$.

Делительный диаметр колеса
(рис.7.9)

$$d_2 = m_s z_2.$$

Диаметр вершин колеса в среднем сечении

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a.$$

Диаметр впадин колеса в среднем сечении

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f.$$

Наибольший диаметр колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m_s}{z_1 + 2}.$$

Ширина венца колеса принимается

$$b_2 = 0.75 d_{a1} \text{ при } z_1 \leq 3;$$

$$b_2 = 0.67 d_{a1} \text{ при } z_1 = 4.$$

$$2\delta - \text{угол охвата червяка червячным колесом, } \sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0.5 m_s}.$$

Обычно $2\delta \approx 100 \dots 110^\circ$.

$$\text{Межосевое расстояние } a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_s}{2} (q + z_2).$$

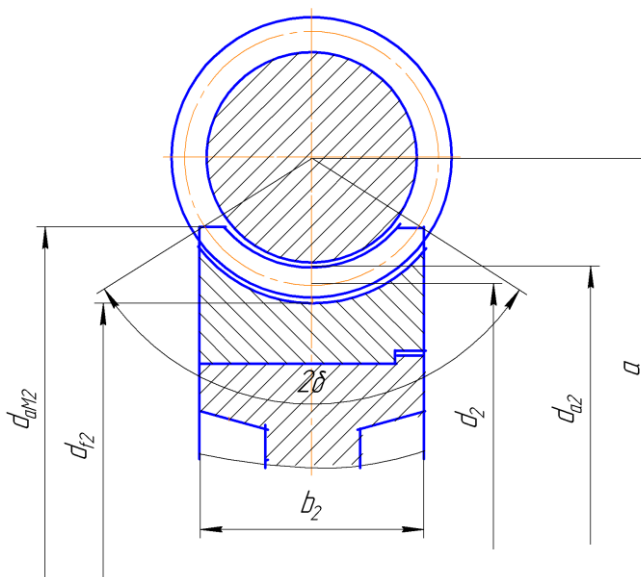


Рис. 7.9. Геометрические параметры червячного колеса

$$\text{Передаточное число } u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

К.П.Д. червячной передачи, по аналогии с винтовой парой,

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')},$$

здесь ρ' - так же как в резьбе, приведенный угол трения.

Для червячных передач рекомендуются соотношения между числом заходов червяка, передаточным числом и к.п.д. червячной пары, приведенные в таблице 7.1.

Таблица 7.1.

Число заходов червяка, к.п.д. червячной пары, передаточное число червячной передачи

Z_1	1	2	4
η	0.7...0.75	0.75...0.82	0.83...0.92
u	>30	15...30	8...14

7.4. Точность червячных передач

Всего для червячных передач стандартом установлены двенадцать степеней точности. Показатели и нормы точности червячных цилиндрических передач основаны на тех же принципах, что и для зубчатых передач.

Степени 3,4,5 рекомендуют для передач, от которых требуется высокая кинематическая точность, степени 6,7,8 и 9 предлагаются для силовых передач. В трансмиссиях обычно применяют:

- 7 степень: если скорость скольжения $V_{\text{ск}} \leq 10 \text{ м/сек}$; червяк в этом случае закалён до твёрдости HRC 48...54, шлифован и полирован; колесо нарезается шлифованными червячными фрезами; обкатка передачи под нагрузкой;

- 8 степень: если скорость скольжения $V_{\text{ск}} \leq 5 \text{ м/сек}$; возможно применение червяка с HB ≤ 350 без шлифовки; колесо нарезается шлифованной червячной фрезой или «летучкой»; обкатка рекомендуется под нагрузкой;

- 9 степень: если скорость скольжения $V_{\text{ск}} \leq 2 \text{ м/сек}$; твёрдость рабочей поверхности витка червяка HB < 350 , червяк не шлифуется; колесо нарезается любым способом; использование 9 степени точности для передач редукторов запрещается.

В червячных передачах влияние осевого смещения колеса и изменения межосевого расстояния весьма существенно, поэтому устанавливаются более строгие, чем в зубчатых передачах допуски на межосевое расстояние и положение средней плоскости колеса относительно червяка. В конструкции обычно предусматривается возможность регулировки средней плоскости колеса относительно червяка. При монтаже это положение обязательно проверяется по пятну контакта.

7.5. Силы, действующие в зацеплении

В червячной передаче виток червяка скользит по зубу колеса и при этом давит на него, заставляя колесо вращаться. Усилие червяка, также как и в косозубых зубчатых передачах, воспринимается не одним зубом колеса, а несколькими.

Для упрощения расчёта силу взаимодействия червяка и колеса рассматривают как сосредоточенную и приложенную в полюсе зацепления по нормали к контактирующим поверхностям. Её раскладывают на три ортогональные составляющие (рис.7.10):

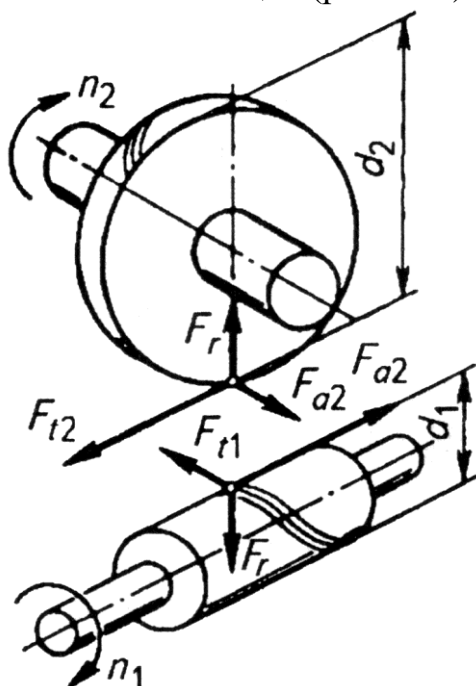


Рис.7.10. Составляющие силы взаимодействия витка червяка и зуба колеса

направлены параллельно осям вращения соответствующих деталей.

окружное усилие на червяке

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = -F_{x2}, \text{ численно равно осевому}$$

усилию на колесе;

окружное усилие на колесе

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = -F_{x1}, \text{ численно равно осевому}$$

усилию на червяке;

радиальное усилие на червяке

$$F_{r1} = -F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha, \text{ численно равно радиальному усилию на колесе.}$$

Усилие F_{t1} всегда направлено против

вращения червяка, усилие F_{t2} - по вращению

колеса, усилия F_{r1} и F_{r2} - по радиусам

червяка и колеса к центрам деталей,

осевые усилия F_{x1} и F_{x2} всегда

7.6. Критерии работоспособности червячной передачи

Виток червяка скользит по зубу колеса и при этом давит на него.

Нагрузка на зуб имеет переменный характер. У передач, изготовленных из стой-

кого против заедания материала, возможно усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зуба. Так как виток скользит, то вследствие трения происходит износ зубьев колеса. Если ограничить давление на рабочую поверхность зуба, то ограничим износ.

Так как происходит утонение зуба вследствие износа, при переменном нагружении возможна усталостная поломка зуба.

При мгновенных перегрузках возможны контактные повреждения и поломка вследствие изгиба.

Вследствие трения витка червяка по зубу колеса выделяется значительное количество тепла. Поэтому возникает необходимость применения принудительного охлаждения передачи.

Вследствие особенностей конструкции расстояние между опорами вала червяка получается весьма значительным. Значит необходимо ограничивать величину прогиба этого вала под действием нагрузок, возникающих во время работы передачи.

Таким образом, при проектировании червячной передачи необходимо оценить её работоспособность:

- по контактной и изгибной выносливости;
- по контактной и изгибной прочности при действии мгновенных перегрузок;
- по величине прогиба вала червяка.

Кроме этого, на основании расчёта на нагрев, принять решение о необходимости принудительного охлаждения.

Расчёты выполняются для всех передач. Только для очень тихоходных передач с ручным приводом можно не выполнять расчёты на контактную выносливость и прочность.

7.7. Материалы червячной пары

7.7.1. Червяки изготовляют из среднеуглеродистых или легированных сталей марок 40, 45, 50, 40X, 40XH с поверхностной или объёмной закалкой до твёрдости рабочей поверхности витка 45...55HRC. Червяки из сталей 20X, 12XH3A, 18XГТ, 20XH3A цементируют и закаливают до твёрдости 56...63HRC. У всех термообработанных червяков шлифуют и иногда полируют рабочие поверхности витков. Для открытых передач или передач невысокой мощности применяют нешлифованные червяки из сталей типа 45 с твёрдостью рабочей поверхности $HB \leq 350$.

7.7.2. Червячные колёса чаще всего составные – бандажированные, состоят из венца 1 и центра 2 (рис.7.11).

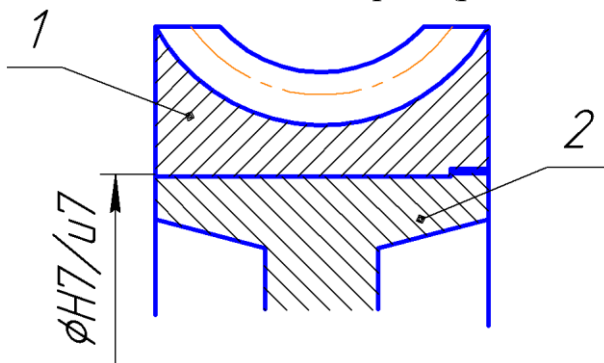


Рис.7.11. Червячное колесо

Венец изготавливается из антифрикционного материала, центр - из чугуна или дешёвой стали.

Бандажированная конструкция проста в изготовлении. Применяется для колёс небольших диаметров в передачах не напряженных в тепловом отношении. Венец с центром соединяются по посадке с натягом, например $H7/u7$. Для предотвращения смещения венца относительно центра колеса

между стыкуемыми элементами ввертываются винты (гужоны) или ставятся круглые шпонки.

Иногда венец выполняется с фланцем и соединяется с центром с помощью болтов. Такое исполнение применяют для колёс большого или среднего диаметра.

Наиболее рациональная и надёжная конструкция получается, когда венец отливается в форму с предварительно установленным в неё центром.

Для изготовления венца используются в зависимости от скорости скольжения бронзы или чугуны.

7.8. Порядок проектного расчёта червячной передачи

7.8.1. Исходные данные – см.п. 4.14.1.

Так как червяк стальной, а колесо – бронзовое (более слабое), все расчёты ведут по колесу. Червячное колесо – косозубое цилиндрическое колесо, поэтому все расчёты аналогичны расчёту косозубых колёс с учётом особенностей червячной передачи.

7.8.2. Ориентировочное определение скорости скольжения

$$V_{\text{ск}} \approx 4.5 \times 10^{-4} n_1^3 \sqrt{T_2}, \text{ м/сек}$$

где размерность n_1 - мин⁻¹, а T_2 - Нм.

7.8.3. Выбор материалов для изготовления червяка и колеса

Червяк – см.п. 5.7.1.

Колесо – материал выбирается в зависимости от полученной скорости скольжения:

- если $V_{\text{ск}} \approx 5 \dots 25$ м/сек – высокооловянистые и оловянистые бронзы типа БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1;

- если $V_{\text{ск}} < 5$ м/сек – безоловянистые бронзы, например, алюминиево-железистые типа БрА9Ж4, БрА9Ж3Л, а также латуни, например, ЛЦ23А6ЖЗМц2;

- если $V_{\text{ск}} \leq 2$ м/сек – серый чугун СЧ 15, СЧ32, его же используют при проектировании механизмов с ручным приводом.

7.8.4. Определение допускаемых напряжений

7.8.4.1. Расчёты на контактную выносливость и прочность

В случае применения оловянистых бронз

$$[\sigma_H] = C_v [\sigma_H]_0 K_{HL}.$$

Здесь C_v - коэффициент, учитывающий скорость скольжения, принимается по таблице в зависимости от скорости скольжения, возможные значения от $C_v = 1.33$ при $V_{\text{ск}} = 1$ м/сек, до $C_v = 0.8$ при $V_{\text{ск}} \geq 8$ м/сек;

$[\sigma_H]_0$ - допускаемое напряжение при $N_0 = 10^7$ циклов;

$[\sigma_H]_0 = (0.85 \dots 0.9) \sigma_B$ для шлифованных и полированных червяков с твёрдостью рабочей поверхности витков 45HRC и более;

$[\sigma_H]_0 = 0.75 \sigma_B$ при твёрдости вика червяка менее 45HRC.

K_{HL} - коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}, \quad 0.64 \leq K_{HL} \leq 1.15.$$

Фактическое число циклов нагружения $N_{HE} = \mu_H 60 n_2 L_h$ (L_h см. п. 4.13.3).

При задании режима нагружения гистограммой (см. п. 1.4.)

$$\mu_H = \frac{\sum (T_{2i})^4 t_i}{L_H}.$$

При задании типового режима эксплуатации μ_H определяется по таблице стандарта.

Фактическое число циклов нагружения должно быть не более 25×10^7 .

При превышении этого значения принимают $N_{HE} = 25 \times 10^7$.

Для расчёта по максимальным нагрузкам принимают

$$[\sigma_{Hmax}] = 4 \sigma_T.$$

В случае применения безоловянистых бронз

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 - 25 V_{ск};$$

$$[\sigma_H]_0 = 300 \text{ МПа при твёрдости рабочей поверхности червяка } HRC_1 \geq 45,$$

$$[\sigma_H]_0 = 250 \text{ МПа при твёрдости рабочей поверхности червяка } HRC_1 < 45.$$

Для расчёта по максимальным нагрузкам $[\sigma_{Hmax}] = 2 \sigma_T$.

В случае применения чугунов

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 - 35 V_{ск}; \quad [\sigma_H]_0 = 175 \text{ МПа}; \quad [\sigma_{Hmax}] = 1.65 \sigma_B.$$

Обратите внимание: ресурс передачи учитывается только для оловянистых бронз. Для других материалов он значения не имеет.

7.8.4.2. Расчёты на изгибную выносливость и прочность

Для всех материалов: $[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \times K_{FL}$.

Для любых бронз: $[\sigma_F]_0 = 0.25 \sigma_T + 0.08 \sigma_B$.

Для чугунов: $[\sigma_F]_0 = 0.225 \sigma_B$.

Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}; \quad 0.55 \leq K_{FL} \leq 1.5; \quad N_{F0} = 10^6; \quad N_{FE} = \mu_F 60 n_2 L_h.$$

μ_F - определяется либо по гистограмме аналогично μ_H

$$\mu_F = \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^9 \frac{t_i}{L_H},$$

либо по таблице стандарта, если нагружение задаётся типовым режимом. Для этого числа циклов существуют ограничения

$$10^5 \leq N_{FE} \leq 25 \times 10^7.$$

Для расчёта по максимальным нагрузкам:

- $[\sigma_{Fmax}] = 0.8\sigma_T$, если колесо из любой бронзы;
- $[\sigma_{Fmax}] = 0.75\sigma_B$, если колесо из любого чугуна.

7.8.5. Определение межосевого расстояния

Определяется из расчёта на контактную выносливость

$$a' = K_{aч} \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{\left(\frac{Z_2}{q} \right)^2 [\sigma_H]^2}}.$$

Величиной q – задаёмся из стандартного ряда 8, 10, 12.5, 16, 20. Обычно при проектировании принимают 10, 12.5.

Значение $Z_2 = Z_1 u$. Число заходов червяка Z_1 принимается в зависимости от передаточного числа u (см. табл. 5.1).

При стальном червяке, бронзовом колесе, коэффициенте Пуассона $\nu = 0.3$, угле подъёма винтовой линии $\gamma \approx 10^\circ$, угле зацепления $\alpha = 20^\circ$, угле охвата червяка колесом $2\delta \approx 100^\circ$, коэффициенте перекрытия $\epsilon_\alpha \approx 2$ и коэффициенте колебания длины линии контакта $K_\epsilon = 0.75$ коэффициент $K_{aч} = 31$.

K_H - коэффициент нагрузки для расчётов на контактную выносливость. Методика его определения рассмотрена ниже.

Величину межосевого расстояния определяют с точностью до сотых. Её не нужно округлять или принимать по стандарту.

7.8.6. Определение модуля

$$m'_s = \frac{2a'}{q + Z_2}$$

Полученную величину нужно округлить до ближайшего большего стандартного значения (у червячной передачи свой ряд стандартных модулей 1, 1.25, 1.6, 2, 2.5, 3.15, 4 ...).

7.8.7. Уточнение параметров передачи



По принятому стандартному значению модуля определяется межосевое расстояние

$$a = \frac{m_s}{2}(q + z_2).$$

Если проектируется передача для изделия массового производства на продажу (или передача, входит в изделие, предназначенное для продажи), то необходимо, чтобы как можно больше параметров были стандартными. Имеются стандарты на m_s , q , z_1 , a .

7.8.8. Проверка зуба на контактную выносливость

Выполняется по формуле для расчёта передачи на контактную выносливость (см. п. 5.8.5), решенной относительно σ_H . В эти выражения подставляются уточнённые значения.

Допускается недогрузка передачи по контактным напряжениям на 15...20% или превышение фактическим напряжением допускаемого не более чем на 5%. При больших отклонениях следует выбрать другие материалы для червячной пары либо изменить межосевое расстояние и повторить расчёт.

7.8.9. Проверка зуба колеса на изгибную выносливость

Подстановка в формулу для проверки косозубых колёс на изгибную выносливость поправочных коэффициентов, учитывающих особенности работы червячной передачи, приводит к выражению

$$\sigma_F = \frac{1.66 T_2 Y_F K_F \cos \gamma}{d_1 d_2 m_s} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент формы зуба Y_F определяется аналогично косозубым передачам по приведенному числу зубьев $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$ по таблице для червячных колёс.

K_F - коэффициент нагрузки для расчётов на изгибную выносливость. Методика его определения рассмотрена ниже.

Остальные параметры понятны из предыдущего изложения.

7.8.10. Проверка работоспособности зубьев на контактную прочность при максимальных нагрузках

Проверка выполняется по выражению, полученному в п. 4.9.2. При определении действующих контактных напряжений используется выражение для проверочного расчёта на контактную выносливость

7.8.11. Проверка работоспособности зубьев на изгибную прочность при максимальных нагрузках

Проверка выполняется по выражению, полученному в п. 4.10.2.

7.8.12. Определение сил, действующих в зацеплении

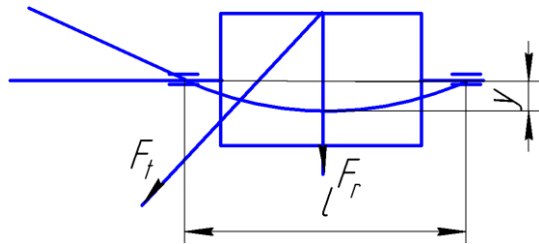
По выражениям раздела 5.5 определяются составляющие усилия взаимодействия зубьев и их направление.

7.8.13. Конструирование элементов передачи

На эскизе червяка и червячного колеса проставляются все полученные геометрические размеры, и заполняется стандартная таблица для нарезки витков и зубьев.

7.8.14. Расчёт на жёсткость червяка

В процессе работы, вследствие большого расстояния между опорами вала червяка, прогиб его y (рис.7.12) может достигать больших значений. Поэтому выполняется проверка



$$y = \frac{R \ell^3}{48 E_1 I_{f1}} \leq [y],$$

где $R = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$, то есть учиты-

Рис. 7.12. Прогиб червяка

ваются только те составляющие усилия взаимодействия витка червяка и зуба ко-

леса, которые создают прогиб в плоскости, перпендикулярной оси его вращения;

E_1 - модуль упругости материала червяка;

$I_{f1} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64}$ - момент инерции червяка;

$[y] = (0.005 \dots 0.01) m_s$ - допустимая величина прогиба.

7.8.15. Тепловой расчёт червячного редуктора

Так как виток червяка скользит по зубу колеса, появляется трение, а значит нагрев элементов передачи и от них – нагрев масляной ванны. В результате разбрызгивания масло омывает стенки редуктора и через них тепло передаётся в окружающую среду.

Количество выделяемого тепла

$$W_{\text{выд}} = N_1 (1 - \eta) 10^3, \text{ Вт.}$$

Здесь N_1 - мощность на валу червяка, кВт.

Количество отдаваемого тепла

$$W_{\text{отд}} = K_T ([t] - t_0) A (1 + \psi), \text{ Вт.}$$

Здесь:

- $K_T = 10 \dots 17 \text{ Вт/(м}^2 \text{ град)}$ - коэффициент теплопередачи от корпуса

редуктора в окружающую среду;

- $[t]=60...70^{\circ}\text{C}$ – допускаемая температура масла в редукторе;

- t_0 – температура окружающей среды; должна быть указана в задании

на проектирование привода, обычно $t_0 = 15...20^{\circ}\text{C}$;

- A – площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора без учёта площади его дна, м^2 ;

- $\psi = 0.2...0.3$ – коэффициент, учитывающий увеличение теплоотдачи через основание корпуса при установке редуктора на металлическую раму или плиту.

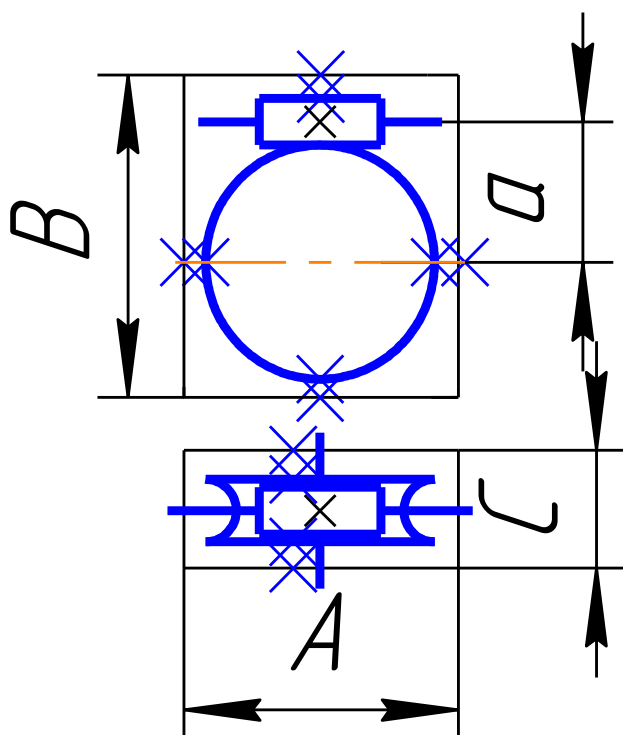


Рис.7.13. Определение величины поверхности охлаждения

Площадь поверхности A можно ориентировочно определить по компоновке передачи (рис.7.13). Для этого построить по данным расчёта червячную передачу в двух проекциях. Отступая от линий деталей передачи по $30...50$ мм (на рисунке 5.13 эти дополнительные расстояния помечены крестиками), построить прямоугольный параллелепипед и замерить полученные размеры A , B , C . По этим размерам вычисляется площадь поверхности охлаждения.

Должно выполняться условие теплового баланса

$$W_{\text{выд}} = W_{\text{отд}}.$$

Отсюда находится либо необходимая поверхность охлаждения, либо температура масла в картере редуктора.

Если условие теплового баланса не выполняется, то предусматривается отвод дополнительного тепла. Способы отвода тепла могут быть различными в зависимости от величины его избытка. При небольшой разнице между выделяемым теплом и отдаваемым возможно oreбрение. Направление рёбер при естественной вентиляции – вертикальное, чтобы нагретый воздух двигался вверх. При этом увеличивается только поверхность охлаждения. При искусственном охлаждении рёбра располагаются вдоль потока воздуха от вентилятора, крыльчатка которого насаживается на быстроходный вал (чаще всего – вал червяка). При этом увеличивается не только поверхность охлаждения, но и коэффициент теплопередачи. В этом случае его принимают $K_T = 20...30$ Вт/(м^2 град). При расчётах в обоих случаях в поверхность охлаждения включают 50% поверхности рёбер.

Для отвода значительного количества тепла применяют охлаждение масляной ванны (в неё вводят змеевики с проточной холодной водой) или применяют циркуляционные системы смазки со специальными холодильниками для масла. В этих системах масло забирается насосом из картера, прогоняется через холодильник и подаётся этим же насосом в зону зацепления. В этом случае $K_T = 100 \dots 200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ град})$.

7.9. Коэффициент нагрузки при расчётах червячных передач

Коэффициенты нагрузки K_H и K_F вводятся в расчётные формулы для того, чтобы учесть дополнительную нагрузку, появляющуюся в передаче вследствие погрешностей изготовления и деформаций деталей.

Для червячных передач приближенно принимают

$$K_H = K_F = K_\beta \times K_v,$$

где K_β – коэффициент концентрации нагрузки;

K_v – коэффициент динамической нагрузки.

Поскольку виток червяка скользит по зубу колеса, динамическая нагрузка в червячных передачах невелика. При достаточно высокой точности изготовления принимают $K_v \approx 1$ при $V_{\text{ск}} \leq 3 \text{ м/сек}$ и $K_v = 1 \dots 1.3$ при $V_{\text{ск}} > 3 \text{ м/сек}$.

При постоянной нагрузке коэффициент концентрации нагрузки $K_\beta = 1$, а при переменной определяется по выражению

$$K_\beta = 1 + (z_2 / \Theta)^3 (1 - x),$$

где Θ – коэффициент деформации червяка;

x – коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки: при небольших колебаниях нагрузки $x \approx 0.6$, при значительных – $x \approx 0.3$.

Коэффициент деформации червяка зависит от Q и Z_1 , изменяется в диапазоне $27 \dots 168$, принимается по таблице.

Контрольные вопросы

- 7.1. Принцип работы и возможности передачи.
- 7.2. Достоинства и недостатки червячных передач.
- 7.3. Классификация червячных передач.
- 7.4. Основные геометрические и кинематические соотношения в червячной передаче с Архимедовым червяком.
- 7.5. Степени точности червячных передач.
- 7.6. Силы в зацеплении червяка и колеса.
- 7.7. Критерии работоспособности червячной передачи.
- 7.8. Материалы и конструкция элементов передачи с цилиндрическим червяком.
- 7.9. Порядок проектного расчёта червячной передачи.
- 7.10. Расчёты на жесткость вала червяка.
- 7.11. Тепловой расчёт червячного редуктора.
- 7.12. Коэффициент нагрузки при расчётах червячной передачи.

