

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
“ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ”
ЮРГИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

УТВЕРЖДАЮ

Зам. директора по УР ЮТИ ТПУ

_____ В.Л.Бибик

"__" _____ 2008 г.

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ТИПОВЫХ РЕДУКТОРОВ.
РЕДУКТОР ЧЕРВЯЧНЫЙ

Методические указания по выполнению лабораторной работы по курсу
«Детали машин и основы конструирования» для студентов всех форм
обучения специальностей 150202, 151001, 110304, 150402

Издательство
Юргинского технологического института (филиала)
Томского политехнического института
Юрга 2008

УДК 621.833.38

Изучение конструкции типовых редукторов. Редуктор червячный. Методические указания по выполнению лабораторной работы по курсу «Детали машин и основы конструирования» для студентов / Сост. А. В. Мурин, А. В. Коперчук. – Юрга: Изд-во Юргинского технологического института (филиала) Томского политехнического университета, 2008г. – 29 с.

Рецензент
кандидат технических наук,
доцент

И. Ф. Боровиков

Методические указания рассмотрены и рекомендованы к изданию методическим семинаром кафедры механики и инженерной графики ЮТИ ТПУ «__» «_____» 2008 г.

Зав. кафедрой
доц., к.т.н.

С.В. Щербинин

ВВЕДЕНИЕ

Одним из широко распространённых машиностроительных узлов, имеющих наибольшее практическое значение, являются механические передачи.

Механической передачей называют механизм, который преобразует параметры движения двигателя при передаче исполнительным органам машины.

Все механические передачи разделяют на две основные группы:

а) передачи, основанные на использовании трения (ременные, фрикционные);

б) передачи, основанные на использовании зацепления (зубчатые (цилиндрические, конические, червячные), цепные, винтовые).

Благодаря своим достоинствам, широкое распространение получили зубчатые передачи. Такие передачи, выполненные в виде самостоятельной законченной сборочной единицы в закрытом корпусе и предназначенные для понижения угловой скорости с соответствующим повышением передаваемого вращающего момента, называются *редукторами*. Аналогичные передачи, предназначенные для повышения угловой скорости с соответствующим понижением вращающего момента, называются *мультипликаторами*. Наибольшее распространение имеют редукторы, так как частота вращения исполнительного механизма в большинстве случаев меньше частоты вращения двигателя.

Червячная передача является своеобразной зубчато-винтовой и состоит из червяка (специального винта) и червячного колеса вращающихся относительно скрещивающихся осей. Можно отметить следующие основные *достоинства* червячной передачи:

а) возможность получения больших передаточных отношений в одной паре;

б) плавность и бесшумность работы;

в) повышенная кинематическая точность;

г) возможность самоторможения.

Недостатки передачи:

а) сравнительно низкий к. п. д. (0,7...0,9);

б) повышенный износ и склонность к заеданию;

в) необходимость применения для колес дорогих цветных металлов, а, следовательно, повышенная стоимость;

г) повышенные требования к точности сборки.

Червячные передачи дороже и сложнее зубчатых цилиндрических, поэтому их применяют при необходимости передачи движения между

перекрещивающимися валами, а также в механизмах, где необходимы большие передаточные отношения и высокая кинематическая точность (механизмы наведения и т. п.). Червячные передачи используют в подъемно-транспортных машинах, станкостроении, автомобилестроении и др..

Цель работы: ознакомление с устройством типовых и стандартных редукторов, с их установочными, присоединительными элементами и размерами; приобретение навыков определения параметров червячных зацеплений и нагрузочной способности червячных редукторов.

1. МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Данная работа состоит из двух частей:

- а) теоретическая часть;
- б) практическая часть.

Теоретическая часть работы заключается в изучении устройства типовых редукторов по литературе. При этом необходимо уяснить назначение всех элементов и деталей и продумать процесс сборки-разборки конструкции.

Практическая часть работы проводится на натуральных образцах редукторов.

При выполнении практической части работы необходимо:

- а) изучить конструкцию натурального редуктора;
- б) ответить письменно на вопросы раздела 4;
- в) определить основные параметры передач и заполнить таблицу (см. приложение Г);
- г) измерить габаритные, присоединительные и установочные размеры редуктора;
- д) ориентировочно определить нагрузочную способность редуктора;
- е) найти доверительные интервалы определяемой величины, степень их достоверности;
- ж) выполнить эскиз общего вида редуктора с указанием габаритных, присоединительных и установочных размеров.

Для успешного выполнения данной работы необходимо уметь читать чертежи простейших механических устройств, иметь навыки измерения штангенциркулем, а также знать основные понятия по геометрии и кинематике червячных передач.

Перед выполнением практической части работы необходимо уяснить правила безопасности (приложение А) и расписаться в журнале регистрации проведения инструктажа.

Для выполнения работы учебная группа делится на несколько бригад (по 3-5 человек в каждой). Работа организуется так, чтобы каждый студент обязательно выполнил все операции, необходимые для её проведения.

После выполнения практической части работы студенты должны предоставить отчёты и защитить их.

2. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РЕДУКТОРОВ ПО ЛИТЕРАТУРЕ

При изучении конструкций редукторов по литературе необходимо уяснить следующие вопросы:

2.1. Тип редуктора: с горизонтальным положением червяка (под колесом - РЧП, над колесом - РЧН); с боковым расположением червяка; с вертикальным расположением червяка; число ступеней; назначение редуктора; техническая характеристика (мощность или крутящий момент на выходном валу, частота его вращения, передаточное число, к.п.д.).

2.2. Назначение деталей редуктора и их отдельных элементов, способы соединения сопряженных деталей.

2.3. Материалы деталей, способы получения заготовок, термическая и химико-термическая обработка. Связь способа получения заготовки с количеством выпускаемых изделий.

2.4. Взаимодействие деталей во время работы, характер нагрузки на них (сила, момент, направление силы).

2.5. Типы опор валов, используемых в редукторе (подшипники скольжения, качения).

2.6. Регулировка подшипников, зубчатых зацеплений (если требуется, то с помощью каких деталей осуществляется).

2.7. Способы и устройства для смазки подшипников и зубчатых зацеплений, типы смазочных материалов.

2.8. Устройства для заливки (подачи) масла в редуктор и удаления из него, контроль наличия и уровня смазки в редукторе.

2.9. Основные виды уплотнений выходных концов валов (контактные, бесконтактные).

2.10. Устройства для выравнивания давления воздуха внутри редуктора с атмосферным (при работе).

2.11. Установочные и присоединительные элементы редуктора, их форма, размеры, а также размеры, определяющие положение этих элементов.

3. ГАБАРИТНЫЕ, УСТАНОВОЧНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ РЕДУКТОРА

В соответствии с ГОСТ 2.307-68 *габаритными* называются размеры, определяющие предельные внешние или внутренние очертания изделий; *установочными* и *присоединительными* называются размеры, определяющие величины элементов, по которым данное изделие устанавливается на место монтажа или присоединяется к другому изделию.

Установочными размерами, например, для редуктора являются: диаметр отверстий для крепления его на раме (плите, станине, металлоконструкции) и их координаты, расстояния, определяющие размеры и положение опорных поверхностей. Присоединительными размерами являются: диаметр и длина наружных участков входного и выходного валов, размеры шпонок или шлицев, расстояния от упорных буртиков валов до центров отверстий для крепления узла на раме (плите, станине, металлоконструкции), расстояния от опорных (базовых) плоскостей до осей входного и выходного валов.

4. ИЗУЧЕНИЕ НАТУРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РЕДУКТОРОВ

Перед выполнением практической части работы необходимо знать ответы на вопросы раздела 2.

При изучении натуральных конструкций редукторов необходимо ответить на следующие вопросы:

4.1. Тип рассматриваемого редуктора, расположение осей валов редуктора, его кинематическая схема.

4.2. Материал червяка и червячного колеса (сталь, чугун, бронза, латунь); способы получения заготовок червяка (прокат, штамповка) и червячного колеса (свободная ковка, заформовка, посадка с натягом).

4.3. Характер соединения червяка и червячного колеса с валами (переходная посадка, посадка с натягом), способы передачи крутящего момента к валам (шпонки, шлицы, посадки с натягом); фиксация колёс на валах от осевых перемещений (посадка с натягом, распорные втулки, гайки или другие устройства).

4.4. Подшипники, используемые в редукторе (скольжения, качения); тип подшипников качения (шариковые, роликовые; цилиндрические, конические, игольчатые; радиальные, радиально-упорные,

упорные; самоустанавливающиеся, несамустанавливающиеся; одно-
рядные, многорядные), регулировка зазора в подшипниках (предусмот-
рена, не предусмотрена, как осуществляется).

4.5. Регулировка зацепления (не предусмотрена, предусмотрена,
как осуществляется).

4.6. Тип крышек подшипниковых узлов (фланцевые, резьбовые,
врезные).

4.7. Типы уплотнения входного и выходного валов (контактные:
фетровые, манжетные; бесконтактные: щелевые, лабиринтные).

4.8. Наличие или отсутствие маслоотражательных или мазе-
удерживающих колец, места и цель их установки.

4.9. Способ смазки червячной передачи (картерная окунанием,
циркуляционная поливанием), подшипников; тип смазки подшипников
(жидкая или пластичная); места и устройства для заливки масла в ре-
дуктор (при картерной смазке) или его подвода (при циркуляционной) и
слива из него отработанного масла; устройство для контроля уровня
масла при картерной смазке; наличие и конструкция устройства для вы-
равнивания давления воздуха внутри редуктора с атмосферным.

4.10. Способ охлаждения редуктора во время работы (естествен-
ное, принудительное); устройства, применяемые для этой цели.

4.11. Материал корпуса редуктора (сталь, чугун, легкий сплав);
наличие разъемов у корпуса; способ соединения отдельных частей кор-
пуса между собой (болтовое, винтовое, шпилечное; количество и диа-
метр резьбовых деталей), способ фиксации этих частей корпуса друг
относительно друга (кроме резьбовых изделий); способ стопорения
резьбовых изделий от самоотвинчивания.

4.12. Конструкция устройства для захвата редуктора при его
подъеме с помощью грузоподъемного механизма (рым-болты, крюки,
проушины или другие элементы), их количество.

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Измерение размеров производится штангенинструментами:

- штангенциркулями измеряются наружные и внутренние
размеры;
- штангенглубиномерами – глубины (отверстий, пазов, вы-
соты выступов);
- штангенрейсмусами – высоты деталей.

Для измерения межосевых расстояний, посадочных диаметров, диаметров зубчатых колес следует использовать инструмент с отсчетом по нониусу 0,05 мм.

Расчетные формулы приведены в приложении Г. В расчетах геометрических параметров элементов передачи необходимо использовать стандартные значения межосевого расстояния a_w , модуля m , коэффициента диаметра червяка q .

Диаметры и межосевые расстояния вычисляются с точностью до тысячных долей миллиметра, углы – до секунд, тригонометрические функции – до пяти знаков после запятой.

Таблица 1

Основные параметры передач

№ п/п	ПАРАМЕТРЫ	Обозначение	Значение
ИЗМЕРЯЕМЫЕ			
1.	Измеренное межосевое расстояние редуктора, мм	a_w'	
2.	Стандартное межосевое расстояние редуктора, мм	a_w	
3.	Число заходов червяка	z_1	
4.	Число зубьев червячного колеса	z_2	
5.	Тип червяка		
6.	Шаг осевой, мм	p_x	
7.	Диаметр вершин червяка, мм	d_{a1}	
8.	Длина нарезанной части червяка, мм	b_1	
9.	Ширина венца червячного колеса, мм	b_2	
10.	Диаметр конца выходного вала, мм	d	
11.	Высота шпонки на выходном валу, мм	h	
12.	Ширина шпоночного паза на выходном валу, мм	b	
13.	Глубина шпоночного паза на выходном валу, мм	t_1	

14.	Длина шпонки на выходном валу , мм	L	
-----	------------------------------------	-----	--

Продолжение таблицы 1

№ п/п	ПАРАМЕТРЫ	Обо- значе- ние	Значе- ние
ВЫЧИСЛЯЕМЫЕ			
1.	Передаточное число редуктора	u	
2.	Осовой модуль червяка, мм	m_x	
3.	Стандартный осевой модуль червяка, мм	m	
4.	Коэффициент диаметра червяка, мм	q'	
5.	Стандартный коэффициент диаметра червяка, мм	q	
6.	Коэффициент смещения	x	
7.	Угол подъема витка червяка на делительном цилиндре, $^{\circ}$	γ	
8.	Угол подъема витка червяка на делительном цилиндре, $^{\circ}$	γ_{ω}	
9.	Приведенное число зубьев	z_v	
10.	Делительный диаметр червяка, мм	d_1	
11.	Диаметр выступов червяка, мм	d_{a1}	
12.	Диаметр впадин червяка, мм	d_{f1}	
13.	Делительный диаметр колеса, мм	d_2	
14.	Диаметр выступов червячного колеса, мм	d_{a2}	
15.	Диаметр впадин червячного колеса, мм	d_{f2}	
16.	Наибольший диаметр колеса, мм	d_{AM2}	

6. ОРИЕНТИРОВОЧНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ РЕДУКТОРА

Нагрузочная способность редуктора – это наибольший крутящий момент на выходном (входном) валу, который может передать редуктор по условию прочности наиболее слабого элемента его кинематической цепи. Такими элементами могут оказаться зубья червячного колеса, концы входного и выходного валов, их шпонки.

Следует отметить, что при разработке конструкции стремятся обеспечить равнопрочность или одинаковую работоспособность всех ее элементов, хотя достигнуть этого не всегда удается и некоторые детали (например валы) могут иметь излишнюю прочность, поскольку они должны быть также и жесткими. В то же время некоторые элементы редуктора приходится иногда делать сменными, рассчитывая их на ресурс, уменьшенный в два-три раза по сравнению с ресурсом всего изделия. Такими сменными элементами могут быть, например, подшипники качения. Имея в виду изложенное, для получения достаточно достоверного результата определение нагрузочной способности редуктора целесообразно вести по нескольким элементам еще и потому, что в расчетах используются ориентировочно определенные величины, касающиеся марки примененных в редукторе материалов, вида термической обработки, твердости и т.д.

С целью уменьшения объёма вычислений при выполнении этой работы можно ограничиться определением нагрузочной способности:

- зубьев червячного колеса по условию стойкости к задиру или по условию контактной выносливости активных поверхностей зубьев;
- выносливости зубьев при изгибе;
- по условию прочности конца выходного вала на кручение;
- шпонки на выходном валу по условию прочности на смятие.

Наименьшую допустимую нагрузку, найденную по этим расчётам, можно принять за нагрузочную способность редуктора. При наличии на редукторе таблички с характеристиками (мощности или крутящего момента на входном или выходном валах, частоты вращения одного из них, передаточного числа) полученную нагрузочную способность редуктора следует сопоставить с паспортной, сделать выводы. При выполнении расчетов следует пользоваться данными из таблицы 1.

5.1. Нагрузочную способность редуктора по контактной выносливости зубьев червячной передачи можно найти по зависимости [1, с. 37]

$$T_{H2} = \frac{q+2x}{k_{H\beta}k_{HV}} \left(\frac{[\sigma]_H \cdot z_2}{Z_\sigma} \right)^2 \cdot \left[\frac{a_\omega}{(z_2 + q + 2x)} \right]^3,$$

где T_{H2} – крутящий момент на валу червячного колеса, Нм;
 $k_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки;
 k_{HV} – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении;
 q – коэффициент диаметра червяка;
 x – коэффициент смещения;
 $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа (Н/мм²);
 z_2 – число зубьев червячного колеса;
 $Z_\sigma = 5350$ (для эвольвентных, архимедовых и конволютных червяков).

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$ определяются по формуле

$$[\sigma]_H = K_{HL} \cdot C_v \cdot [\sigma]_{H0},$$

где $[\sigma]_{H0}$ – допускаемые контактные напряжения при числе циклов перемены напряжений 10^7 , МПа;

K_{HL} – коэффициент долговечности;

C_v – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания материала колеса.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_{H0}$ при числе циклов перемены напряжений 10^7 для колес из оловянистой бронзы при шлифованных и полированных червяках с твердостью поверхности витков $H \geq HRC45$

$$[\sigma]_{H0} = 0,9\sigma_s,$$

где σ_s – временное сопротивление разрыву для материала червячного колеса, МПа (Н/мм²)

Для оловянистых бронз, применяемых для изготовления червячных колес, ориентировочно $\sigma_s = 240$ МПа (Н/мм²).

Коэффициент долговечности K_{HL} можно принять равным 1.

Коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания материала колеса C_v можно принять равным 0,88.

При постоянной нагрузке $k_{H\beta}$ принимаем равным 1, а k_{HV} может быть принят равным в среднем 1,1.

5.2. Ориентировочно нагрузочная способность червячной передачи по выносливости зубьев червячного колеса при изгибе [1, стр. 39]

$$T_{F2} = \frac{d_2 \cdot m^2 \cdot (q + 2x) [\sigma]_F}{1540 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F2} \cdot \cos \gamma_\omega},$$

где d_2 – делительный диаметр червячного колеса, мм;
 m – модуль червячного зацепления, мм;
 $[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба для зубьев червячных колес, МПа (Н/мм²)
 Y_{F2} – коэффициент формы зуба червячного колеса;
 $K_{F\beta}$ – то же, что и $K_{H\beta}$, но при изгибе;
 K_{FV} – то же, что и K_{HV} , но при изгибе.

При расчетах на изгибную выносливость зубьев червячного колеса принимают $K_{F\beta} = K_{H\beta}$, $K_{FV} = K_{HV}$.

Допускаемое напряжение для зубьев бронзовых червячных колес при нереверсивной нагрузке

$$[\sigma]_F = K_{FL} \cdot [\sigma]_{FO}$$

Исходное допускаемое напряжение $[\sigma]_{FO}$ для зубьев бронзовых червячных колес при нереверсивной нагрузке

$$[\sigma]_{FO} = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_s),$$

где σ_T – предел текучести материала колеса, МПа (Н/мм²).

Для бронз, применяемых для изготовления червячных колес ориентировочно $\sigma_T = 130$ МПа.

Коэффициент долговечности K_{FL} можно принять равным 1.

Величину Y_{F2} следует принимать в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса $Z_{V2} = Z_2 / \cos^3 \gamma_\omega$.

Таблица 2

Z_{V2}	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80
Y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34
Z_{V2}	100	150	300										
Y_{F2}	1,30	1,27	1,24										

5.3. Ориентировочно величину момента $T_{2в}$ (Нм), передаваемого выходным валом по условию прочности на кручение при пульсирующей нагрузке, можно определить по зависимости:

$$T_2 = \frac{2 \cdot 10^{-3} \cdot \tau_{-1} \left(\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d} \right)}{[n_\tau] \left(\frac{K_\tau}{\beta_\tau \varepsilon_\tau} + \psi_\tau \right)},$$

- где d – диаметр выходного вала, мм;
 b – ширина шпоночного паза, мм;
 h – высота шпонки, мм;
 τ_{-1} – предел выносливости материала вала при кручении, Н/мм²;
 ε_τ – коэффициент, учитывающий масштабный фактор при кручении (табл. 3);
 β_τ – коэффициент, учитывающий влияние состояния поверхности (табл.4);
 K_τ – эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений;
 $[n_\tau]$ – запас прочности по касательным напряжениям;
 ψ_τ – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений.

Диаметр конца выходного вала, ширина и глубина шпоночного паза измерены ранее (см. табл.1).

В качестве материала вала следует принять сталь 45 нормализованную (что всего вероятнее) или сталь 40Х, 40ХН. Для названных сталей $\tau_{-1} = 200 \dots 240$ МПа (Н/мм²), $K_\tau = 1,9 \dots 2,05$ (меньшие значения для стали 45, большие для стали 40ХН).

Запас прочности по касательным напряжениям $[n_\tau]$ целесообразно принять равным 2.

Коэффициент ψ_τ , характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений, принимают для среднеуглеродистых сталей 0,05; для легированных сталей 0,1.

Таблица 3

Значения коэффициента ε_τ

Напряженное состояние и материал	Значения ε_τ при диаметре вала, мм					
	15	20	30	40	50	70
Кручение для всех сталей	0,87	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65

Таблица 4

Значения коэффициента β_τ

Вид механической обработки	Параметр шероховатости Ra, мкм	β_τ
Шлифование тонкое	до 0,2	1
Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,99...0,95
Шлифование чистовое	0,8...1,6	0,95...0,92
Обтачивание чистовое	1,6...3,2	0,92...0,89

5.4. Момент $T_{2ш}$ (Нм), передаваемый выходным валом по условию прочности шпонки на смятие

$$T_2 = 5 \cdot 10^{-4} \cdot d(h-t_1) \cdot l_p \cdot [\sigma_{см}],$$

где l_p - рабочая длина шпонки (для шпонки исполнения 1 (см. рис.1) $l_p = L - b$), мм;

$[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение смятия для шпонки, МПа (Н/мм²).

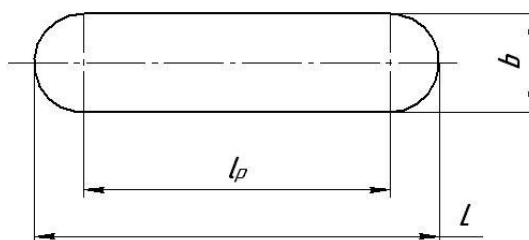


Рис.1. Шпонка призматическая исполнения 1 ГОСТ 23360-78

В редукторостроении для шпонок из стали 45 принимают $[\sigma_{см}] = 60$ МПа (Н/мм²) при непрерывном использовании редуктора с полной нагрузкой и $[\sigma_{см}] = 150$ МПа (Н/мм²) при среднем режиме использования редуктора.

6. СОСТАВЛЕНИЕ ОТЧЕТА

Отчет составляется по форме, которая приведена в приложении В. Правила оформления и порядок защиты отчета по лабораторной работе приведены также в приложении В.

ПРАВИЛА БЕЗОПАСНОСТИ

При выполнении практической части работы следует соблюдать предельную осторожность, чтобы не нанести себе и окружающим травмы. Например, при снятии крышки редуктора, извлечения валов с колесами и подшипниками из корпуса редуктора необходимо надежно взяться за свободные участки крышки и вала так, чтобы эта деталь (узел) не выскользнула из рук во время подъема. При опускании детали (узла) их необходимо надежно уложить так, чтобы они не могли покачаться по столу. Обязательно под редуктор и извлекаемые детали (узлы) следует подкладывать специальную подставку.

Для большей безопасности перед подъемом крышки корпуса редуктора, валов надо осмотреть их, насухо протереть те участки, за которые предстоит брать руками; перед подъемом следует также предупредить стоящих рядом наблюдателей об опасности.

При осмотре деталей редуктора (при снятой его крышке) не следует ощупывать детали, особенно зубчатые колеса вблизи зацепления, так как стоящий рядом может не заметить и повернуть в это время вал редуктора, тогда пальцы могут быть травмированы.

Необходимо всегда помнить, что на деталях, особенно бывших в употреблении, могут быть острые кромки и заусеницы, о которые легко пораниться, поэтому брать в руки такие детали надо с предосторожностями, лучше воспользоваться перчатками или тряпкой.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРАХ

Основу червячного редуктора составляет червячная передача, состоящая из червяка, зацепляющегося с червячным колесом. Червяки изготавливают из стали, термически обработанной до высокой твердости. Повышенную работоспособность имеют червяки из цементуемых сталей (сталь 20; сталь 18ХГТ и др.) с твердостью после закалки $HRC \geq 55 \dots 60$. Широко применяются червяки из среднеуглеродистых сталей (сталь 45; сталь 40Х; сталь 40ХН и др.) с поверхностной или объемной закалкой до твердости $HRC \geq 45 \dots 55$. При этом необходимо шлифование и полирование активных поверхностей витков червяка. Улучшенные червяки с твердостью $HV \leq 350$ применяют при отсутствии оборудования для шлифования червяков, а также в тихоходных вспомогательных и малонагруженных передачах.

Червячные колеса. Венцы червячных колес при высоких скоростях скольжения (от 5 до 30 м/с) и длительной работе без перерыва выполняют из оловянистых бронз Бр.ОФ10-1, Бр.ОНФ10-1-1 и др. Для тихоходных передач применяют безоловянистые бронзы, например, Бр.АЖ9-4. При этом червяк обязательно должен иметь твердость не ниже $HRC45$. При малых скоростях скольжения (менее 2 м/с) допустимо применять чугуны марок СЧ15-32, СЧ18-36 и др.

Червячные колеса для экономии цветных металлов выполняют сборными в виде венца на чугунном центре. Венец на центр устанавливается с натягом. При нагреве посадка может ослабнуть вследствие различных коэффициентов линейного расширения у чугуна и бронзы, поэтому в стык венца и центра ввинчиваются винты (без головок или с головками, которые после завинчивания срезаются). Другой способ соединения венца с центром – заформовка, т.е. отливка венца в форму со вставленным в нее чугунным центром.

Червяки. В связи с изготовлением червячных колес инструментом, являющимся аналогом червяка, сопряженный профиль колеса получается автоматически. Поэтому профиль витков червяка можно варьировать. Выбор профиля определяется преимущественно технологическими факторами.

Применяют червяки следующих типов: архимедовы (ZA); конволютные (ZN) и близкие к ним — нелинейчатые (ZK); эвольвентные (ZJ), а также с вогнутым профилем (глобоидные).

Архимедовы червяки (рисунок 1,а) представляют собой винты с резьбой, имеющей прямолинейные очертания профиля (трапецию) в осевом сечении (в торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью). Эти червяки просты в изготовлении, если не требуется их шлифование, поэтому они сохранили применение в тихоходных, не сильно напряженных передачах. Для их шлифования требуется круг, очерченный сложной кривой в осевом сечении, что ограничивает их применение.

Под *конволютными* червяками (рисунок 1,б) понимают червяки, имеющие прямолинейный профиль в сечении, нормальном к оси симметрии. Витки в торцовом сечении очерчены удлиненной или укороченной эвольвентой. Эти червяки обладают некоторыми технологическими преимуществами перед архимедовыми. При точении резьбы двусторонним резцом (по профилю канавки) по обеим боковым граням резца имеют место одинаковые углы резания.

Шлифование конволютных червяков конусными кругами с прямолинейными образующими на обычных резьбошлифовальных станках приводит к получению нелинейчатых боковых поверхностей, весьма близких к поверхностям конволютных червяков. Червячные фрезы для нарезания червячных колес шлифуют тем же способом, поэтому получают правильное зацепление. Нарезание резьбы нелинейчатых червяков перед их шлифованием конусным шлифовальным кругом может быть осуществлено также дисковой фрезой.

Эвольвентные червяки (рисунок 1,в) представляют собой косозубые колеса с малым числом зубьев и очень большим углом их наклона. Профиль зуба в торцовом сечении очерчен эвольвентой. Эвольвентная поверхность имеет прямолинейный профиль в сечении плоскостью, касательной к основному цилиндру червяка, поэтому эвольвентные червяки можно шлифовать плоской стороной шлифовального круга. Шлифуемые червяки следует делать эвольвентными.

В червячных передачах в соответствии с ГОСТ 19036 — 81 стандартный угол профиля принят равным 20° : у архимедовых червяков — в осевом сечении α_x , у конволютных — в нормальном сечении, у эвольвентных червяков, как у косозубых колес, — в нормальном сечении косозубой рейки, сцепляющейся с червяком, у нелинейчатых — угол профиля конической производящей поверхности.

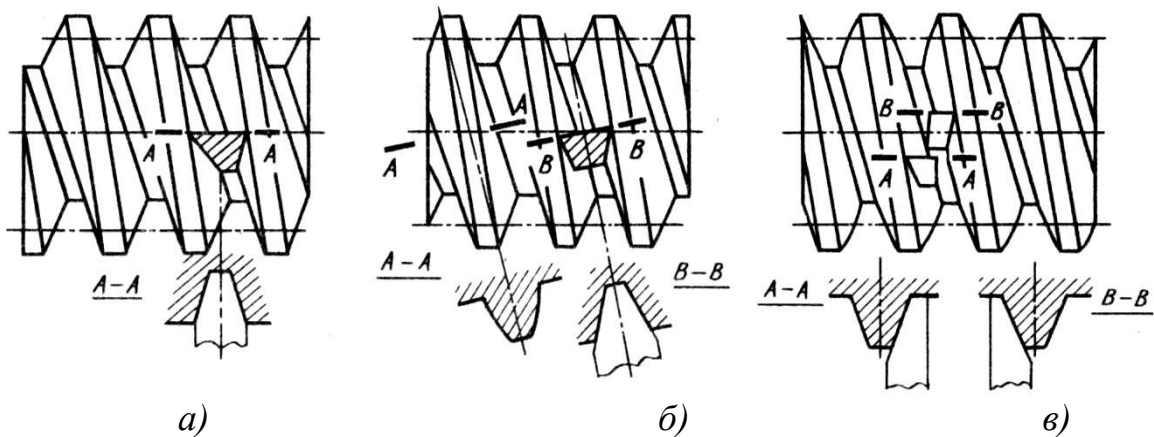


Рис. 2. Основные типы цилиндрических червяков
 а) – архимедов; б) – конволютный; в) – эвольвентный

Для силовых передач предпочтительны эвольвентные червяки, подвергаемые шлифованию. При одинаковом качестве изготовления архимедовы и эвольвентные червячные передачи имеют примерно одинаковую нагрузочную способность и к.п.д.

Несколько большую нагрузочную способность и к.п.д. имеют червячные передачи, имеющие вогнутый профиль витка, называемые *глобоидными (ZT)*.

В качестве опор валов червячных редукторов применяют, как правило, радиально-упорные подшипники качения. Червяк при межосевом расстоянии до 160 мм устанавливают на радиально-упорные подшипники по одному в опоре. При межосевом расстоянии больше 160 мм ставят в одной опоре два радиально-упорных подшипника, воспринимающих осевые усилия в обоих направлениях, а в другой – плавающий радиальный подшипник. Вал червячного колеса устанавливают на двух радиально-упорных подшипниках по одному в опоре. Внутренние кольца подшипников на валу ставят с натягом для исключения поворота кольца относительно вала, развальцовки его шейки и контактной коррозии. Наружные кольца – по одной из переходных посадок, что необходимо для обеспечения монтажа, регулировки зазоров в подшипнике. Регулировку зазоров в подшипниках осуществляют регулировочными винтами, вворачиваемыми в крышки подшипниковых узлов или набором металлических прокладок в случае использования фланцевых крышек.

Основной вид смазки зацепления червячных редукторов – картерная окупанием. При таком способе смазки предусматривают отверстие для залива масла в верхней части корпуса редуктора, закрываемое пробкой, или смотровое окно с крышкой. Уровень масла назначают таким, чтобы витки червяки (при нижнем расположении червяка) или зубья червячного колеса (при верхнем расположении червяка) были полностью погружены в масло, для чего используют маслоуказатели различных типов. Для слива масла из редуктора в нижней части корпуса предусматривается отверстие и устанавливается пробка. Применяют также циркуляционный способ смазки зацепления, при этом масло насосом подается непосредственно в зону зацепления.

При работе червячного редуктора, внутри его корпуса создается повышенное давление. С целью выравнивания давления внутри корпуса редуктора с атмосферным необходима отдушина (отверстие), которая выполняется в пробке заливного отверстия либо в крышке смотрового окна.

Смазка подшипников может осуществляться совместно со смазкой зацепления (разбрызгиванием масла), либо отдельно: жидкой смазкой или пластичной. В последнем случае с целью предотвращения вымывания пластичной смазки из подшипников, на валу возле них устанавливаются мазеудерживающие кольца или маслоотбрасывающие шайбы. При циркуляционном способе смазки зацепления масло насосом подается и к подшипникам.

При работе червячного редуктора выделяется достаточно большое количество тепла. Для снижения температуры используют охлаждение корпуса редуктора или масла, причем охлаждение может быть естественным или принудительным. В первом случае охлаждение происходит за счет естественной теплоотдачи между корпусом редуктора и атмосферным воздухом. С целью увеличения теплоотдачи возможно применение ребер с наружной части корпуса редуктора. Во втором случае теплоотдача осуществляется принудительно, например, специально используемым вентилятором, обдувающим корпус редуктора. В этом случае также эффективно использование ребер. Другой вариант принудительного охлаждения – охлаждение масла. В масляную ванну помещают змеевик с проточной водой или масло для смазки подводят от отдельно стоящего масляного бака с прохождением масла через специальный холодильник.

Продолжение приложения Б

Для устранения утечки масла и попадания внутрь редуктора пыли и грязи в сквозных крышках подшипников червяка и червячного колеса устанавливаются уплотнения: контактные (манжетные, фетровые) или бесконтактные (щелевые, лабиринтные).

Корпус червячного редуктора изготавливают преимущественно из легких алюминиевых сплавов. Для захвата и транспортировки редуктора с наружной части корпуса предусматривают рым-болты, проушины, крюки.

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ, СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА И ПОРЯДОК ЗАЩИТЫ РАБОТЫ

1. Отчет о лабораторной работе составляется либо каждой бригадой, с указанием фамилий членов бригады, их подписями (каждый член бригады должен принимать участие в составлении и оформлении всех разделов отчета), либо индивидуально каждым студентом. Предпочтительнее и удобнее для получения зачета (защиты) составление индивидуального отчета каждым студентом.

2. После выполнения работы каждая бригада должна подписать у преподавателя (или лаборанта) результаты эксперимента. Без такой подписи отчет к защите не принимается.

3. Отчет пишется чернилами (чернильной пастой) аккуратно, четким разборчивым почерком, необходимые расчеты выполняются с соблюдением правил их оформления (см. ГОСТ 2.105-95, ГОСТ 2.106-68 Единой системы конструкторской документации, а также [3]).

4. Чертежи, схемы, эскизы и эюры выполняются карандашом с соблюдением общепринятых правил их выполнения с использованием линейки, циркуля и лекал.

5. Отчет должен иметь аккуратный вид. Небрежно написанный, неаккуратно оформленный отчет к защите не принимается и составляется заново (или исправляется).

6. По представленному отчету производится опрос каждого студента (защита отчета) с целью установления степени усвоения студентом материала работы и приобретения необходимых навыков.

7. Отчет считается защищенным только при удовлетворительных ответах каждого из членов данной бригады.

8. Защищенный отчет подписывается и принимается преподавателем, а выполнение данной работы засчитывается каждому члену бригады (все члены получают зачет по работе).

9. Студенты, не сдавшие отчета по предыдущей работе в случае неуважительной причины, не допускаются к проведению следующей.

10. Студенты, пропустившие лабораторные занятия, выполняют соответствующие работы в дополнительное время в соответствии с расписанием работы лаборатории.

11. В результате последовательной защиты отчетов по всем запланированным лабораторным работам студент получает общий зачет по этим работам и допускается к сдаче экзамена по курсу.

12. Студенты, не получившие общего зачета по лабораторным работам курса, к сдаче экзамена по этому курсу не допускаются.

Форма титульного листа

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ЮРГИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Факультет - Механико-машиностроительный

Специальность - Технология машиностроения

Кафедра - Механики и инженерной графики

**ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ТИПОВЫХ РЕДУКТОРОВ.
РЕДУКТОР ЧЕРВЯЧНЫЙ**

Отчет по лабораторной работе № __
по дисциплине детали машин и основы конструирования

Исполнитель

Студент гр.

(подпись)
(дата)

И.О. Фамилия

Руководитель

(должность, ученая степень, звание)

(подпись)
(дата)

И.О. Фамилия

Юрга - 200_

ОТЧЕТ ДОЛЖЕН СОДЕРЖАТЬ

Первая страница – титульный лист (приложение В). Вторая и последующие страницы содержат:

- цель работы;
- используемое оборудование и инструменты;
- ответы на вопросы раздела 4;
- таблицу основных параметров передач редуктора (раздел 5);
- ориентировочное определение нагрузочной способности редуктора (раздел 6);
- эскизное изображение общего вида редуктора с установочными, габаритными, присоединительными размерами;
- выводы по работе.

**СВЕДЕНИЯ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ**

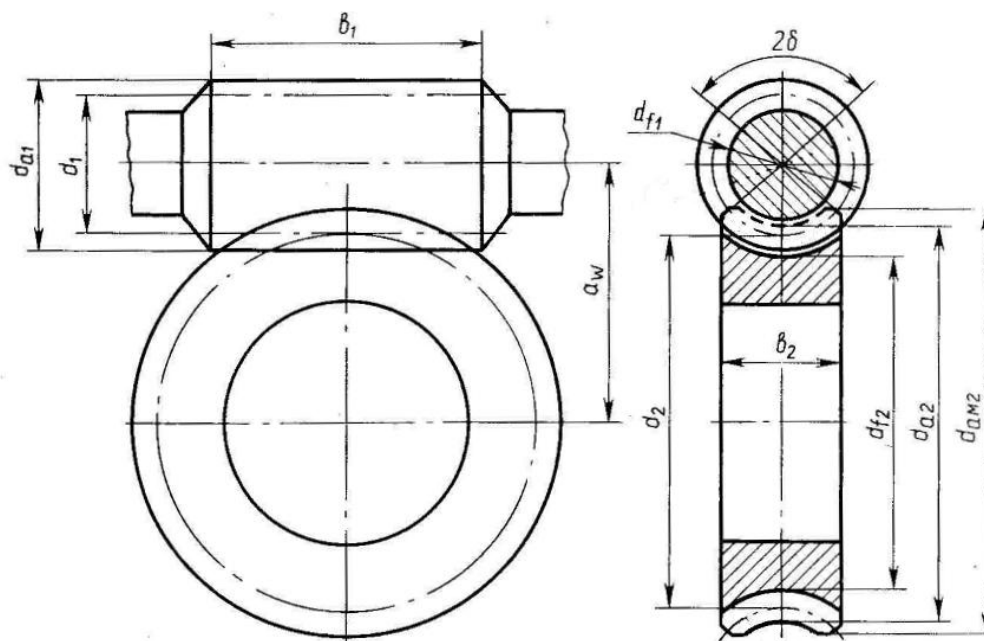


Рис. 3. Основные геометрические параметры червячной передачи

Таблица Г1

Формулы для определения основных параметров и размеров элементов червячных передач

№ п/п	Величина	Обозначение	Расчетная формула
1.	Передаточное число редуктора	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$
2.	Осовой модуль червяка	m_x	$m_x = \frac{p_x}{\pi}$
3.	Коэффициент диаметра червяка	q	$q = \frac{2a_w}{m} - z_2$

Продолжение таблицы Г1

4.	Коэффициент смещения	x	$x = a_w / m - 0,5 \cdot (z_2 + q)$
5.	Угол подъема витка червяка на делительном цилиндре	γ_1	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$
6.	Угол подъема витка червяка на начальном цилиндре	γ_w	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{(q + 2x)}$
7.	Приведенное число зубьев колеса	Z_{v2}	$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w}$
8.	Делительный диаметр червяка	d_1	$d_1 = q \cdot m$
9.	Диаметр выступов червяка	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m$
10.	Диаметр впадин червяка	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$
11.	Делительный диаметр червячного колеса	d_2	$d_2 = z_2 \cdot m$
12.	Диаметр выступов червячного колеса	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x)$
13.	Диаметр впадин червячного колеса	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x)$
14.	Наибольший диаметр колеса	d_{AM2}	$d_{AM2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2}$

Измеренное межосевое расстояние a_w округляют до ближайшего стандартного значения из ряда (ГОСТ 2144-76):

50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500.

Расчитанное значение осевого модуля червяка m также округляют до ближайшего стандартного значения (ГОСТ 2144-76):

1,5; 1,6; 2; 2,5; 3; 3,15; 3,5; 4; 5; 6; 6,3; 7; 8; 10; 12; 12,5; 16; 20.

Коэффициент диаметра червяка зависит от модуля и числа заходов червяка (табл.Г2).

Таблица Г2

Значения q в зависимости от модулей m при $z_1 = 1; 2; 4$ (ГОСТ 2144-76)

$m, мм$	q
2;2,5	8;10;(12);12,5;16;20
(3)	(10);(12)
3,15;5;8;10;12,5	8;10;12,5;16;20
(3,5)	(10);(12 [*]);(14 [*])
4	8;(9);10;(12 [*]);12,5;16;20
(6)	(9);(10)
6,3	8;10;12,5;14;16;20
(7)	(12)
(12)	(10 ^{**})
(14)	(8 ^{***})
16	8;10;12,5;16
20	8;10

* Только при $z_1 = 1$ ** Только при $z_1 = 2$ *** Только при $z_1 = 4$

Значения не заключенные в скобки являются предпочтительными.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 496 с.
2. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Арефьев И.И. и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей ВУЗов. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1984. – 400 с.
3. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1991. – 655 с.
4. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464 с.
5. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин: Курсовое проектирование. – М.: Высшая школа, 1975. – 335 с.
6. Биргер И.А., Шорг Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 762с.
7. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 3-х т. – М.: Машиностроение, 1977.
8. Решетов Д.Н. Детали машин. Учебник для машиностроительных специальностей ВУЗов. – М.: Машиностроение, 1989. – 656 с.
9. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для техникумов. – М.: Высшая школа, 1991. – 432 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Методика выполнения работы	4
2. Изучение конструкции редукторов по литературе	5
3. Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора	6
4. Изучение натуральных конструкций редукторов	6
5. Определение основных параметров червячной передачи	7
6. Ориентировочное определение нагрузочной способности редуктора	10
7. Составление отчета	14
Приложения	
А Правила безопасности	16
Б Общие сведения о червячных редукторах	16
В Правила оформления, содержание отчета и порядок защиты работы	21
Г Сведения для определения основных параметров червячной передачи	24
Список литературы	27

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ТИПОВЫХ РЕДУКТОРОВ.
РЕДУКТОР ЧЕРВЯЧНЫЙ

Методические указания по выполнению лабораторной работы по курсу
«Детали машин и основы конструирования» для студентов всех форм
обучения специальностей 150202, 151001, 110304, 150402.

Составители: Мурин Алексей Викентьевич
Коперчук Александр Викторович

Подписано к печати 02.07.08

Формат 60×84/16. Бумага офсетная.

Плоская печать. Усл. - печ.л. 1,69 Уч.- изд.л. 1,53

Тираж 30 экз. Заказ 906. Цена свободная.

ИПЛ ЮТИ ТПУ. Ризограф ЮТИ ТПУ.

652050, Юрга, ул. Московская, 17