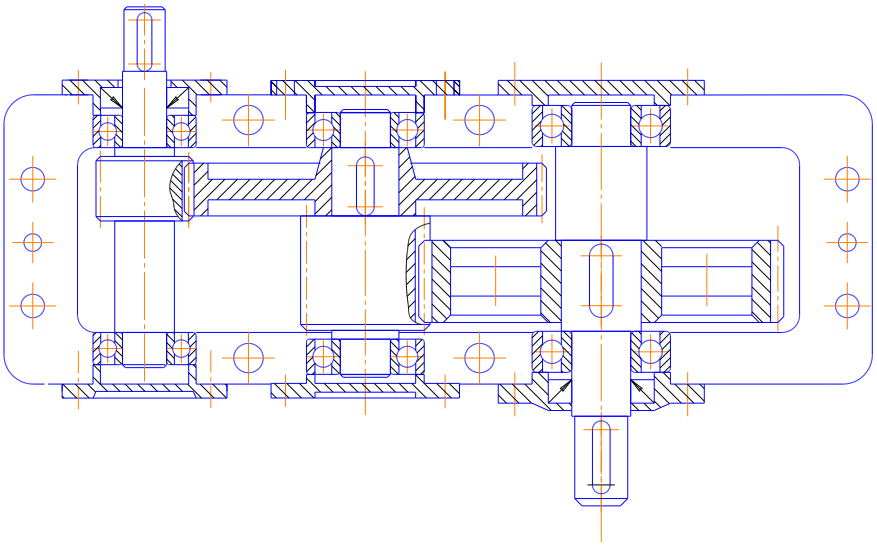
Энгельсский технологический институт (филиал) федерального государственного
бюджетного образовательного учреждения
высшего образования
«Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.»

Лабораторная работа

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ РЕДУКТОРОВ



Методические указания к выполнению лабораторной работы
по курсу «Детали машин и основы конструирования» и «Основы проектирования»
для студентов направлений

18.03.01 «Химическая технология»
15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
21.03.01 «Нефтегазовое дело»

Энгельс 2024

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

1.1 Ознакомиться с конструкцией редукторов и их деталей: зубчатыми передачами, валами, подшипниками, элементами корпусов, крышками, системами смазки редукторов.

1.2 Определить параметры зубчатых передач: числа зубьев колес, передаточные числа, межосевые расстояния, диаметры окружностей выступов колес, характерные размеры корпусных деталей.

1.3 Используя геометрические параметры зубчатых передач, задаваясь материалами, определить моменты нагрузки на валах и передаваемую мощность.

2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Передачи с использованием зубчатых зацеплений предназначаются для передачи энергии в пространстве с возможностью изменения параметров движения (направления, скорости, движущего момента).

Под редуктором понимается передача, в которой происходит уменьшение скорости валов, начиная от входного вала, связанного с двигателем, к выходному валу, связанного с исполнительным механизмом.

В зависимости от числа пар зубчатых колес (в червячном редукторе парой является червяк - червячное колесо) различают одно-, двух- и многоступенчатые передачи и, соответственно, редукторы.

Некоторые кинематические схемы редукторов показаны на рис.1 (а-г).

2.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Геометрические параметры зубчатых передач получают расчетным путем согласно формулам, приведенным в таблицах 1 и 2. Если работа проводится для конкретного зубчатого механизма, то необходимо подсчитать количество зубьев на шестерне и на колесе, замерить диаметры d_{a1} и d_{a2} (рис.2) окружностей вершин зубьев и межосевое расстояние a_ω, используя штангенциркуль или линейку. Определить расчетное значение m_p модуля передачи:

$$m_p = \frac{d_{a1}}{z_1 + 2} = \frac{d_{a2}}{z_2 + 2} = \frac{2a_\omega}{z_1 + z_2} \qquad (1)$$

Используя ряд стандартных значений модуля m, выбираем ближайшее значение модуля, которое и будет использоваться в последующих расчетах:

m (мм): 1,0; 1,25; 1,5; 1,75; 2,0; 2,25; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0.

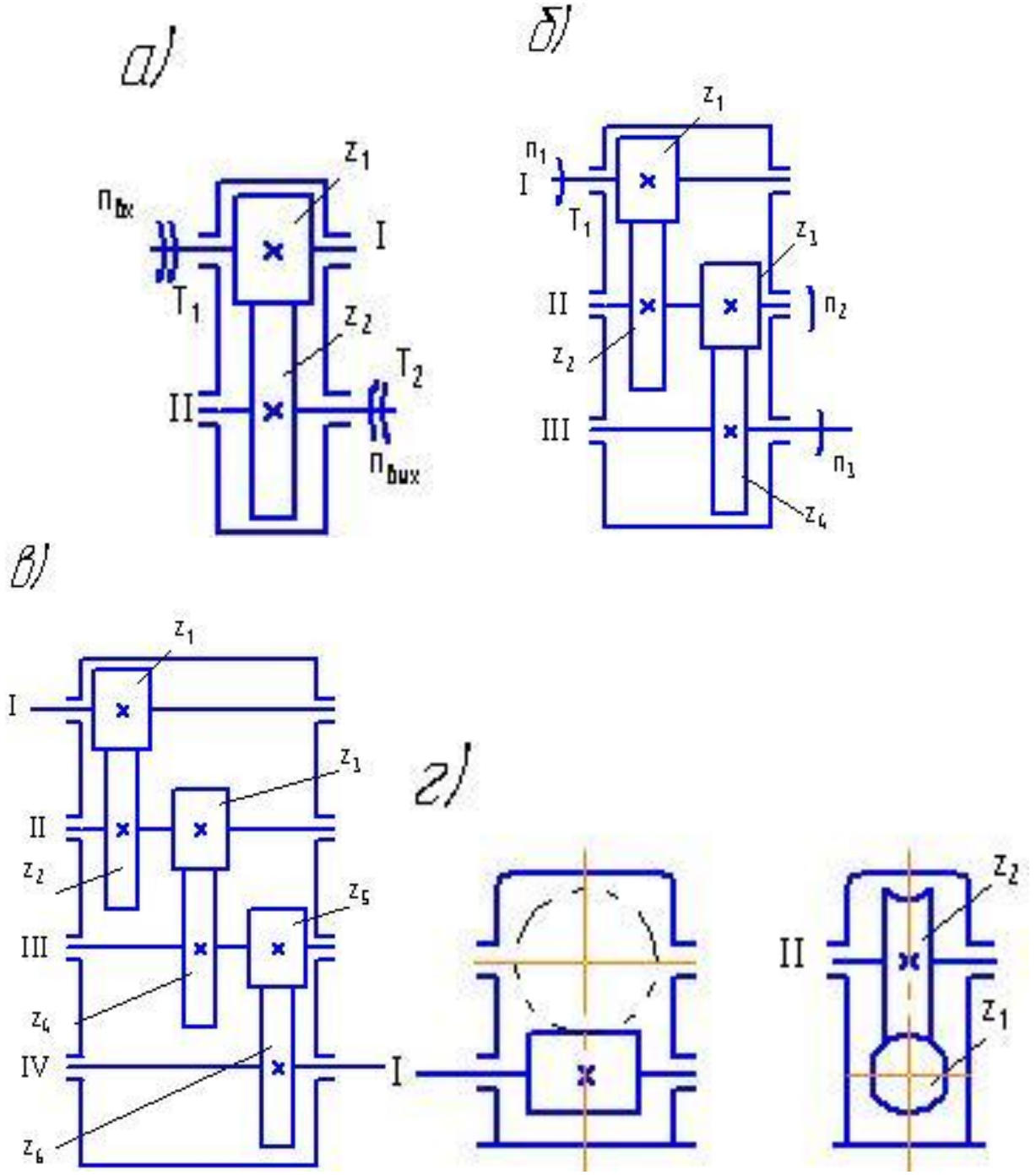


Рис. 1

При исследовании червячной передачи (рис. 3) необходимо подсчитать z_2 – число зубьев червячного колеса и определить z_1 – число заходов червяка (число витков). Начало витков червяка хорошо видно, если посмотреть на торец червяка. Обычно применяют червяки с числом заходов z_1=1…4. Измерить межосевое расстояние $a_ω$, наружный диаметр червяка d_{a1} шаг p между зубьями червяка.

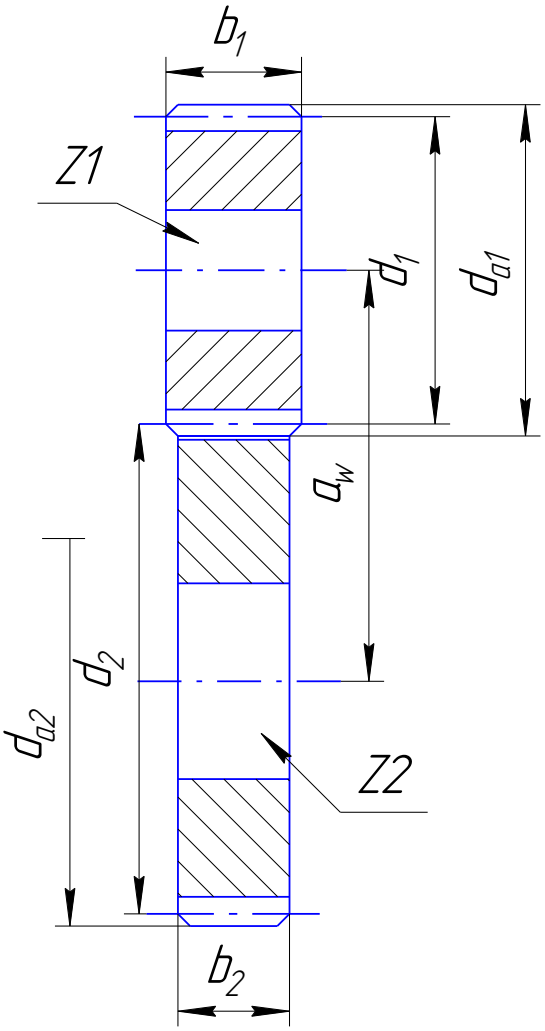


Рис. 2

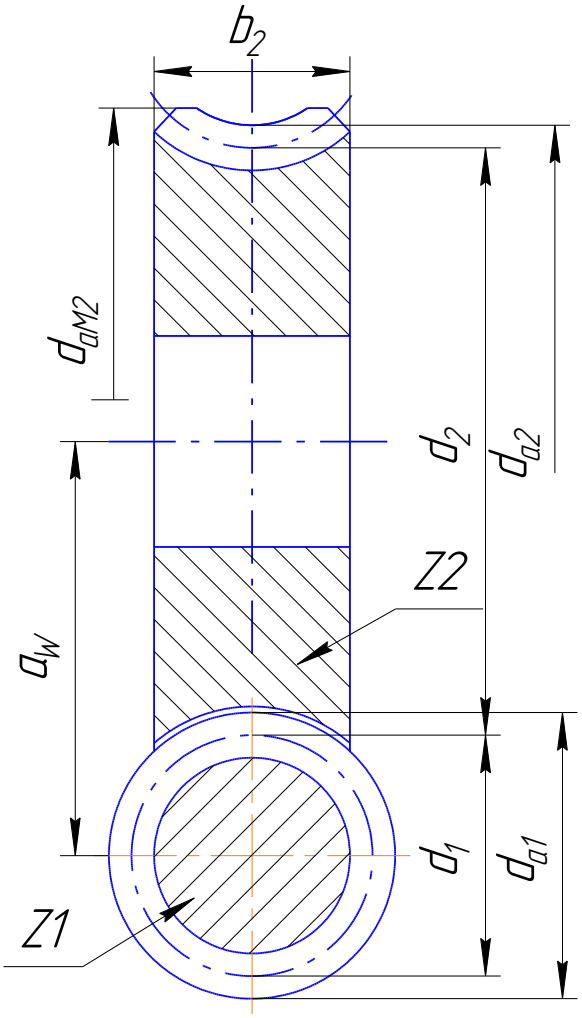


Рис. 3

Расчетное значение модуля m_p в осевом сечении червяка определяем, используя шаг p.

$$m_p = \frac{p}{m} \qquad (2)$$

Выбираем стандартное значение модуля m согласно ГОСТ 19672-72, ближайшее к расчетному значению:

m (мм): 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,25; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0.

Используя диаметр d_{a1} червяка, определяем второй основной геометрический параметр червяка – число q. Расчетное значение q_p равно:

$$q_p = (d_{a1}/m) - 2 \qquad (3)$$

Подбираем стандартное значение числа q из следующего ряда:

q: 6,3; 7,1; 8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 20,0.

Правильность подбора параметров m и q определяем, сравнивая расчетное межосевое расстояние $a_{\omega р}$, с действительным измеренным $a_{\omega и}$, червячной передачи

$$a_{\omega р} = \frac{m}{2}(z_2 + q) = a_{\omega и} \qquad (4)$$

ПЕРЕДАЧИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ КОЛЕСАМИ

Таблица 1

Параметры	Прямозубые	Косозубые
Передаточное число	$U = Z_2/Z_1$	$U = Z_2/Z_1$
Модуль передачи	$m = d/Z$	$m = d\times\cos\beta/Z$
Угол наклона зуба	_	β
Диаметр делительной окружности	$d = m\times Z$	$d = m\times Z/\cos\beta$
Диаметр окружности вершин	$d_a = d + 2m$	$d_a = d + 2m$
Диаметр окружности впадин	$d_f = d – 2,5m$	$d_f = d – 2,5m$
Межосевое расстояние	$a_w = 0,5m(Z_1 + Z_2)$	$a_w = 0,5m(Z_1 + Z_2)/\cos\beta$

Дополнительно для проверки правильности расчетов и измерений можно использовать то, что червячные редукторы стандартизированы по межосевому расстоянию. Обычно на практике используются следующие значения a_ω:

a_ω (мм): 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 200.

2.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Основным кинематическим параметром передачи является передаточное отношение, которое равно отношению угловых скоростей колес ω_1 и ω_2 , или соответственно, чисел оборотов валов n_1 и n_2:

$$U=n_1/n_2 \qquad (5)$$

Передаточное отношение можно определить и через геометрические параметры колес – диаметры делительных окружностей d_1, d_2 и числа зубьев z_1 , z_2:

$$u = \omega_1/\omega_2 = Z_2/Z_1 = m\times Z_2/m\times Z_1 = d_2/d_1 \qquad (6)$$

где $m = \frac{p}{m}$ – модуль передачи,

p – шаг между зубьями по делительной окружности.

ПЕРЕДАЧИ ЧЕРВЯЧНЫЕ

Таблица 2

Параметры	Червяк	Червячное колесо
Расчетный шаг червяка	$p = \pi\times m$	–
Осевой модуль	$m = p/\pi$	–
Число заходов червяка	Z_1	–
Число зубьев колеса	–	Z_2
Делительный диаметр	$d_1 = q\times m$	$d_2 = m\times Z_2$
Угол подъема винтовой линии	$\Upsilon = \mathrm{arctg}\, Z_1/q$	–
Диаметр вершин	$d_{a1} = m\times(q + 2)$	$d_{a2} = m\times(Z_2 + 2)$
Диаметр впадин	$d_{f1} = m\times(q - 2{,}4)$	$d_{f2} = m\times(Z_2 – 2{,}4)$
Длина нарезанной части червяка	при $Z_1 = 1\div2$ $b = m\times(11 + 0{,}06\times Z_2)$ при $Z_1 = 3\div4$ $b = m\times(12{,}5 + 0{,}09\times Z_2)$	–
Наибольший диаметр колеса	–	$d_{aM2} = d_{a2} + m/(Z_1 + Z_2)$
Ширина венца червячного колеса	–	при $Z_1 = 1\div2$ $b_2 \le 0{,}75\times d_{a1}$ при $Z_1 = 3\div4$ $b_2 \le 0{,}67\times d_{a1}$

Для червячной передачи Z_1 – число заходов червяка, Z_2 – число зубьев червячного колеса.

В многоступенчатых редукторах общее передаточное отношение вычисляется на основании известных передаточных чисел отдельных передач:

$$u = u_1 \times u_2 \times u_3 \times \ldots \times u_i, \qquad (7)$$

где i – количество передач редуктора.

Например, если согласно рис.1 в трехступенчатом редукторе z_1=20; z_3=z_5=24; z_2=80; z_4=z_6=84, то передаточное число редуктора определится как:

$$u = u_1 \times u_2 \times u_3 = \frac{z_2}{z_1} \times \frac{z_4}{z_3} \times \frac{z_6}{z_5} = 4 \times 3{,}5 \times 3{,}5 = 49.$$

2.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Динамическая характеристика передачи определяется соотношением моментов на валах зубчатых колес. Для одной передачи отношение моментов равно:

$$u = \frac{T_2}{T_1 \times \eta_1 \times \eta_2} \qquad (8)$$

где T_1 и T_2 – соответственно моменты на валах первого и второго зубчатых колес;

η_1 – коэффициент полезного действия зубчатой передачи;

η_2 – коэффициент полезного действия опор вала второго колеса.

В редукторе вал первого колеса (обычно называемый шестерней) является ведущим, а вал второго колеса – ведомый. Таким образом,
T_1 – момент на ведущем валу – момент движущих сил; T_2 – момент на ведомом валу или момент нагрузки.

В редукторе с передаточным отношением u и коэффициентом полезного действия η соотношение между моментом движущих сил на входном валу $T_{вх}$ и моментом нагрузки $T_{вых}$ на выходном валу равно:

$$T_{BX} = \frac{T_{BЫX}}{u \times \eta} \qquad (9)$$

Момент, передаваемый зубчатым колесом, определяется прочностью зубчатого колеса и вала.

Передаваемая мощность P определяется моментом и скоростью движения передачи:

$$P(Вт) = T \times \omega(\frac{Н \times м}{с}) = T(Н \times м) \times \frac{\pi n}{30}(об/мин) \quad (10)$$

Мощность на валах передачи разная:

$$P_1 = T_1 \times \frac{\pi n_1}{30}; \qquad P_2 = T_{21} \times \frac{\pi n_2}{30}. \quad (11)$$

Сравнивая P_1 и P_2, с учетом выражения (8), получим:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_1 \times \eta_2} \quad (12)$$

Коэффициент полезного действия (КПД) редуктора определяется следующим образом:

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \ldots \times \eta_i\ , \quad (13)$$

где i – номер соответствующего узла редуктора, участвующего в передаче движения.

При определении КПД редуктора пользуются рекомендуемыми значениями КПД отдельных узлов. Для закрытых хорошо смазанных передач наиболее распространенной 8-й степени точности рекомендуются следующие значения КПД:

передача цилиндрическими колесами – 0,97;

передача коническими колесами – 0,96;

КПД одной пары подшипников – 0,985.

Для проектных расчетов рекомендуются следующие значения КПД червячных передач в зависимости от числа заходов червяка z_1:

η=0,65 для z_1=1;

η=0,75 для z_1=2;

η=0,80 для z_1=3;

η=0,85 для z_1=4.

2.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ НАГРУЗКИ

Определение моментов нагрузки на валах передачи и расчет мощности, передаваемой редуктором, проводится с учетом того, что зубчатые колеса, их валы, червячный вал изготовлены из наиболее распространенного материала для редукторов общего назначения – стали 40Х с объемной закалкой и твердостью HRC 48 = HB 460. Зубчатый венец червячного колеса изготовляют из бронзы БрОФ – 10-1.

Моменты нагрузки зубчатых колес определяются из прочностных расчетов по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.

2.4.1 Передачи цилиндрическими зубчатыми колесами

Определение момента нагрузки T_1 на валу шестерни проводится в зависимости от геометрических параметров передачи и допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$:

$$T_1(\text{Нм}) = T_1(H \times м) = \frac{K_1 \times a_w^3 \times \Psi_{bd} \times u \times [\sigma_H]^2}{(u+1)^3 \times K_{H\beta}} \text{ [м}^3\times(\text{МПа})^2\text{]}, \qquad (14)$$

где K_1=8,24 и K_1=7,16 – размерные коэффициенты соответственно для прямозубых и косозубых колес;

a_ω (м) – межосевое расстояние в передаче;

$\psi_{bd} = b_1/d_1$ – коэффициент ширины шестерни;

b_1 (мм) – ширина шестерни;

d_1 (мм) – диаметр делительной окружности шестерни;

$u = Z_2/Z_1$ – передаточное число передачи;

$[\sigma_H]$ = 490 МПа – допускаемое контактное напряжение для стали 40Х;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки, зависящий от величины ψ_{bd} и расположения колеса (шестерни) относительно опор вала (см. табл. 3).

Найденное значение момента T_1 нагрузки на валу шестерни используем при проверке прочности зубьев передачи по допускаемому напряжению изгиба $[\sigma_F]$ сравнением расчетного значения модуля m_p передачи, который вычисляется при расчете на прочность, с действительным модулем m, определяемом при обмере колес и расчете их геометрических характеристик.

Таблица 3

ψ_{bd}		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
$K_{H\beta}$	симметричное	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
	несимметричное	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48	–
$K_{F\beta}$	симметричное	1,02	1,02	1,08	1,14	1,20	–
	несимметричное	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73	–

Значение расчетного модуля m_p равно:

$$m_p = K_2 \times \sqrt[3]{\frac{Y_F \times T_1 \times K_{F\beta}}{\Psi_{bd} \times Z_1^2 \times [\sigma_F]}} \text{ (мм)}, \qquad (15)$$

где K_2 =1400 – для прямозубых передач;

K_2= 1120 – для косозубых передач;

Y_F – коэффициент формы зуба, зависящий от числа зубьев (см. табл. 4).

Таблица 4

z	17	20	22	24	26	30	40	60	80
Y_F	4,26	4,07	3,98	3,92	3,88	3,79	3,7	3,65	3,6

T_1 (Н×м) – момент на валу шестерни;

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки, зависящий от ψ_{bd} и расположения шестерни относительно опор вала (см. табл. 3);

z_1 – количество зубьев шестерни;

$[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба для стали 40Х ($[\sigma_F]=340\times10^6$ Н/м^2).

Если передача удовлетворяет условию прочности, то $m_p < m$.

Момент нагрузки T_2 на валу второго колеса равен:

$$T_2 = u \times T_1 \times \eta_1 \times \eta_2 = 0{,}97 \times 0{,}985 \times (\frac{z_2}{z_1}) \times T_1 . \qquad (16)$$

2.4.2 Червячные передачи

В червячных передачах слабым звеном является червячное колесо, зубчатый венец которого чаще всего изготовляется из мягкой бронзы. Износ зубьев в передаче зависит от контактных напряжений.

Момент T_2 на валу червячного колеса можно определить в зависимости от допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ и межосевого расстояния a_ω:

$$T_2(H \times м) = 4{,}4 \times 10^{-9} \times (a_\omega)^3 \times [\sigma_H]^2 \qquad (17)$$

где a_ω (мм) – межосевое расстояние в червячной передаче, получаемое при обмере редуктора;

$[\sigma_H]$ = 170 МПа – допускаемое контактное напряжение для бронзы БрОФ-10-1.

Проверку зубьев колеса по допускаемым напряжениям изгиба $[\sigma_F]$ проводим по формуле:

$$\sigma_F(Па) = 1{,}75 \times Y_{F2} \times \frac{T_2}{b_2 \cdot d_2 \cdot m_n} < [\sigma_F] \text{ (Па)} , \qquad (18)$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, выбираемый в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса z_{v2} (табл. 5):

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} , \qquad (19)$$

где z_2 – число зубьев червячного колеса;

$\gamma = \mathrm{arctg}\, z_1/q$ – угол подъема витков червяка;

T_2 (Н×м) – момент на валу червячного колеса;

b_2 (м) – ширина зубчатого венца червячного колеса;

d_2 (м) – диаметр делительной окружности червячного колеса;

$m_n = m \times \cos\gamma$ (м) – нормальный модуль зацепления;

m (м) – осевой модуль червяка;

$[\sigma_F] = 42 \times 10^6$ Па – допускаемое напряжение изгиба для бронзы Бр ОФ-10-1.

Таблица 5

z_{v2}	28	32	37	40	50	60	80	100
Y_{F2}	1,8	1,71	1,61	1,55	1,45	1,4	1,34	1,3

Момент T_1 на валу червяка равен:

$$T_1 = \frac{T_2}{u \times \eta_1 \times \eta_2}, \qquad (20)$$

где η_1 – КПД червячной передачи;

$\eta_2 = 0{,}985$ – КПД одной пары подшипников вала червячного колеса.

2.4.3 Определение крутящего момента, который может передать вал и шпоночное соединение

Крутящий момент, передаваемый валом, определяется исходя из диаметра вала в месте запрессовки колеса, в соответствии с допускаемым напряжением кручения, которое принимается с учетом компенсации действия изгибающих нагрузок.

$$T(H \times м) = 2 \times 10^{-4} \times d^3 \times [\tau_к], \qquad (21)$$

где d (мм) – диаметр вала там, где он сопрягается с колесом;

$[\tau_к] = 25$ МПа – допускаемое напряжение кручения.

Данными для расчета шпонки являются момент на валу, геометрические параметры шпонки и допускаемые напряжения для материала шпонки.

Ниже приведены расчетные формулы для расчета призматических шпонок.

Условие прочности на смятие имеет вид:

$$\sigma_{см}(Па) = \frac{2 \times T}{(0{,}45 \times d \times l \times h)} \leq [\sigma_{см}] \qquad (22)$$

Условие смятия на срез имеет вид:

$$\tau_{ср}(Па) = \frac{2 \times T}{(d \times b \times l)} \leq [\tau_{ср}] \qquad (23)$$

где T (Н×м) – момент на валу, определяемый из расчета зубчатых передач на прочность;

d (м) – диаметр вала в месте расположения шпонки;

l (м) – длина шпонки;

h (м) – высота шпонки;

b (м) – ширина шпонки;

$[\sigma_{см}] = 100 \times 10^6$ Н/м^2, $[\tau_{ср}] = 80 \times 10^6$ Н/м^2.

В случае если в механизме невозможно замерить параметры шпонки, ее габаритные размеры выбираются по табл. 6 в зависимости от диаметра вала согласно ГОСТ 23360-78.

Таблица 6

Диаметр вала d (мм)	17÷22	22÷30	30÷38	38÷44	44÷50
b × h (мм)	6 × 6	8 ×7	10 × 8	12 × 8	14 × 9

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Ознакомиться с методическими указаниями, заданием, формой отчета.
2. Ознакомиться с конструкцией редуктора. Определить тип редуктора и зубчатых передач.
3. Замерить геометрические параметры передач, снять характерные размеры корпуса редуктора (межосевые расстояния, размеры посадочных мест, высоты центров, габаритные, присоединительные), размеры шпонок.
4. Определить размеры и тип подшипников.

5. Произвести расчеты по определению геометрических параметров зубчатых передач, допускаемых моментов нагрузки. Проверить прочность шпоночных соединений. Рассчитать мощность передаваемую редуктором, если входной вал редуктора имеет число оборотов $n_{вх}$ = 1420 об/мин.

4. ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ

1. Рассчитать передаточное отношение отдельных передач и редуктора в целом.
2. Определить модуль передач.
3. Рассчитать геометрические параметры зубчатых передач.
4. Расчетные данные сопоставить с данными измерений. В случае расхождения произвести дополнительные контрольные замеры и проверить расчетами.
5. Рассчитать допускаемые моменты нагрузки, исходя из прочности зубчатых передач. Определить мощность, передаваемую редуктором, при частоте вращения входного вала $n_{вх}$ = 1420 об/мин.
6. Проверить прочность шпоночных соединений редуктора.

5. СОДЕРЖАНИЕ И ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТА

Расчетная часть оформляется на листах бумаги произвольного формата. Она должна включать результаты замеров геометрических параметров передач и корпуса редуктора, расчеты по пунктам 1-6 раздела 4.

Графическая часть должна содержать компоновку редуктора, выполненную в соответствующем масштабе с простановкой габаритных, присоединительных, межосевых и других размеров, необходимых для проектных расчетов.

Компоновочный чертеж выполняется на миллиметровке или ватмане формата А1 или А2.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назначение зубчатых передач/
2. Что такое передача с цилиндрическими зубчатыми колесами?
3. Что такое червячная передача?
4. Как определяется передаточное число передачи и редуктора?
5. Какие бывают коэффициенты полезного действия отдельных передач?
6. Как подсчитать коэффициент полезного действия редуктора?

7. Как связаны моменты на входном и выходном валу?
8. Отчего зависит момент, передаваемый зубчатой передачей?
9. Как определить мощность, передаваемую редуктором?

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М.Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов /М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 9-е изд., испр. – М.: Высш. Шк., 2005. – 408 с.: ил. 21 см.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учебн. Для втузов/ Под ред. В.А. Финогенова, - 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1998. – 383 с.
3. Колокольцев В.А. Основы применения конечных элементов в расчетах деталей машин: Учебн. Пособие по курсу Детали машин для студентов машиностроительных спец. / В.А. Колокольцев: Сарат. гос. техн. ун-т. – Саратов: СГТУ, 2003. – 84 с.; 21 см.
4. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скобейда, - 2-е изд., исправ. – М.: Высшая школа 2005. – 309 с.: ил. 21 см.
5. Тимофеев С.И. Детали машин: учеб. пособие /С.И. Тимофеев, - Ростов н/Д: Феникс, 2005. – 416 с.; 21 см.

ВРЕМЯ, ОТВЕДЕННОЕ НА РАБОТУ

Подготовка к работе ……..0,5 часа

Выполнение работы…… …….2,5 часа

Обработка результатов эксперимента

и составление отчета…… ….....1 час