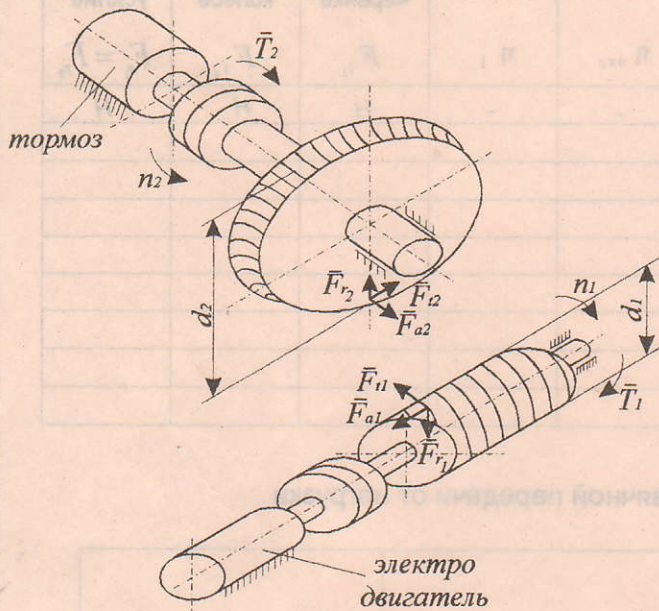


**Цель работы:** Экспериментальное определение усилий, возникающих в червячном зацеплении, а также КПД червячного редуктора.

Схема лабораторной установки



Техническая характеристика лабораторной установки:

тип червяка - архимедов;  
 осевой модуль  $m = 3$  мм;  
 число заходов червяка  $z_1 = 2$ ;  
 число зубьев колеса  $z_2 = 40$ ;  
 коэффициент диаметра червяка  $q = 12$ ;  
 передаточное число  $i = z_2/z_1 = 20$ ;  
 наибольший тормозной момент  $T_{2max} = 100$  Нм;  
 метод создания нагружения - разомкнутый;  
 тип тормоза - электромагнитный;  
 порошок с водяным охлаждением;  
 частота вращения червяка - 1450/2850 об/мин;  
 питание от сети 3-х фазного переменного тока.

Усилия в червячном зацеплении

Окружное усилие на червяке

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}, \text{ где } d_1 = m q, \quad (1)$$

окружное усилие на колесе

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}, \text{ где } d_2 = m z_2; \quad (2)$$

радиальное усилие на колесе и червяке

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha, \text{ где } \alpha = 20^\circ. \quad (3)$$

Коэффициент полезного действия червячного редуктора

Экспериментальный КПД червячного редуктора

теоретический КПД червячного редуктора

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{T_2}{T_1 \cdot i}; \quad (4)$$

$$\eta_T = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}; \quad (5)$$

угол трения в зацеплении между червяком и колесом

угол подъема винтовой линии на червяке

$$\varphi = \operatorname{arctg} f,$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q} = \operatorname{arctg} \frac{m z_1}{d_1}; \quad (7)$$

где  $f = 0,1 \div 0,15; \quad (6)$

*Кар*

Кафедра деталей машин и ПТУ

Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Литер.	Лист	Листов
Разраб	Арзигариев	<i>Арзигариев</i>			1	2
Пров.	Кадамкин					
Н.конт						
Утв.						

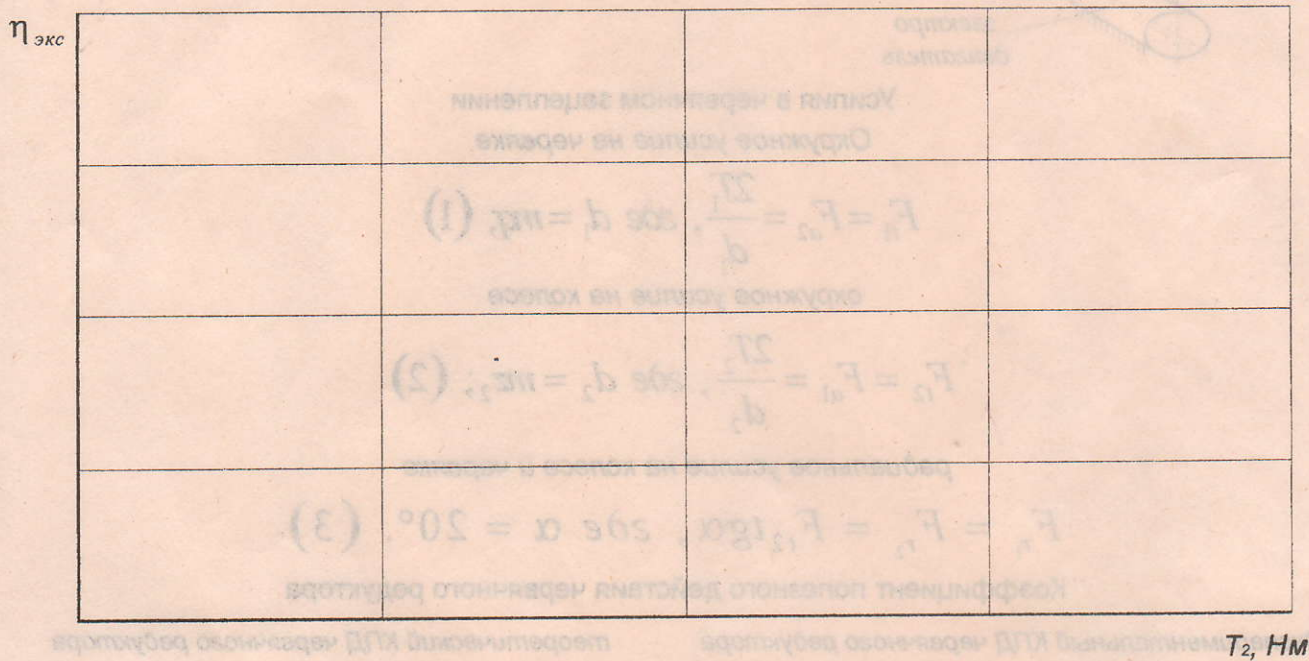
**Экспериментальное определение усилий и КПД червячного зацепления**

Лабораторная работа №9 по курсу "Детали машин"

ВолгГТУ  
Группа

Частота вращения $n_1$	Число делений индикатора	Вращающий момент двигателя $T_1$	Число делений индикатора	Тормозной момент $T_2$	Эксперим КПД $\eta_{\text{экс}}$	Теоретич КПД $\eta_1$	Окружное усилие на червяке $F_{t_1}$	Окружное усилие на колесе $F_{t_2}$	Радиальное усилие $F_r = F_{r_2}$
об/мин	-	Нм	-	Нм	-	-	Н	Н	Н
1450	172		100						
	177		75						
	174		50						
	200		33						
2850	243		225						
	270		235						
	308		262						
	329		304						

Графики зависимости КПД червячной передачи от нагрузки



**Выводы:**

---



---



---



---



---



---



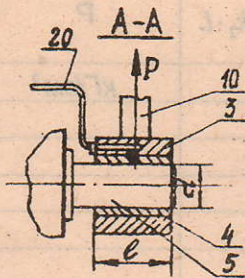
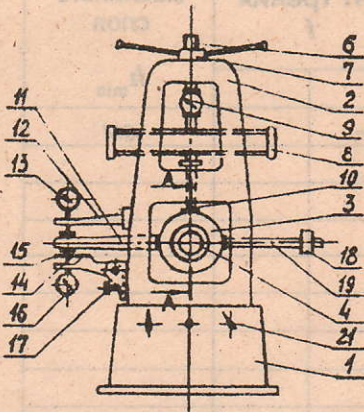
---



---

**Цель работы:** Опытное определение зависимости момента трения, минимальной толщины масляного слоя в подшипнике скольжения от радиальной нагрузки в условиях жидкостного трения и коэффициента жидкостного трения.

Общий вид лабораторной установки



1 - основание; 2 - корпус; 3 - стальная обойма; 4 - вкладыш; 5 - шпindelь; 6 - винт; 7 - гайка; 8 - динамометр; 9 - индикатор; 10 - металлическая лента; 11 - рычаг; 12 - кронштейн; 13 - индикатор; 14 - кронштейн; 15 - динамическая пружина; 16 - индикатор; 17 - винт; 18 - груз; 19 - штанги; 20 - гибкий шланг; 21 - рукоятка включения.

Характеристика подшипника и условия работы

№	Наименование параметра	Обозначение	Величина
1	Материал	Цапфы	Сталь
		Втулка	Бронза
2	Диаметр цапфы, мм	$d$	60
3	Диаметр втулки, мм	$d_0$	60,035
4	Длина подшипника, мм	$l$	60
5	Зазор по диаметру, мм	$\Delta$	0,035
6	Число оборотов шпинделя, об/мин	Первая	$n_1$
		Вторая	$n_2$
7	Окружная скорость, м/с $V = \pi \cdot d \cdot n / 30 \cdot 1/2$	Первая	$V_1$
		Вторая	$V_2$
8	Наименование и марка масла		
9	Удельный вес масла, г/см <sup>3</sup>	$\gamma$	
10	Динамическая вязкость, СПЗ при 50°С	$\mu_{50}$	

Наименьшая толщина масляного слоя

расчётный коэффициент жидкостного трения

$$h_{\min} = 55 \cdot 10^{-11} \left( \frac{\mu n}{p} \right) \frac{d^2}{c \Delta}; \quad (1)$$

$$f = 3,36 \cdot 10^{-9} \frac{d}{\Delta} \left( \frac{\mu n}{p} \right) + 0,55 \frac{\Delta}{d}; \quad (2)$$

где среднее давление

опытный коэффициент жидкостного трения

$$p = P / dl;$$

$$f = 2M_T / Pd; \quad (3)$$

поправочный коэффициент

$$c = 1 + d/l,$$

*Handwritten signature*

Кафедра деталей машин и ПТУ

Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Исследование работы подшипников скольжения	Литер.	Лист	Листов
Разраб	Аргуня, В.В.					1	2
Пров.				Лабораторная работа №8 по курсу "Детали машин"	ВолгГТУ		
Н.конт					Группа		
Утв.							

$$k_1 = 0,714 \quad k_2 = 0,03 \quad L = 30$$

### Результаты испытаний подшипника скольжения

Частота вращения $n$	Радиальная нагрузка $P = z \cdot k_1$	Число делений индикатора 16				Момент трения $M_T = z_{\varphi} \cdot k_2 \cdot L$	Среднее давление на подшипник $P$	Коэффициент трения $f$		Наименьшая толщина масляного слоя $h_{\min}$
		$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_{\text{ср}}$					
об/мин	кг	-	-	-	-	кг·м	кг/см <sup>2</sup>	-	-	см
600	0	0	0	0						
		94	107	100						
		131	137	132						
		146	154	144						
		167	175	176						
		169	181	178						
1400	0	0	0	0						
		116	106	102						
		124	141	148						
		138	160	150						
		154	182	185						
		162	185	200						

График зависимости момента трения от давления

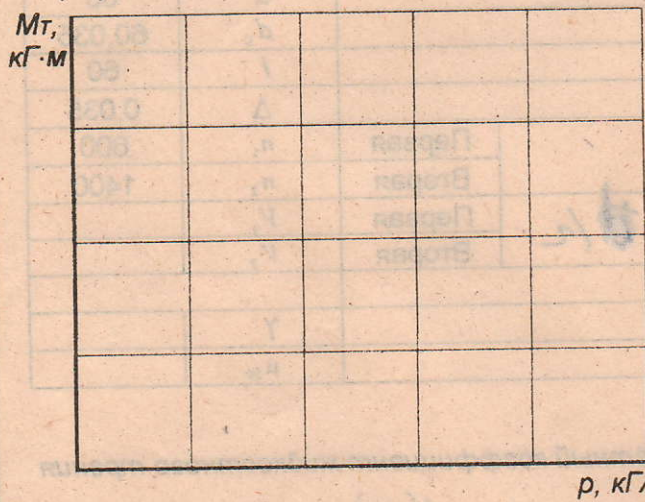


График зависимости коэфф. трения от давления

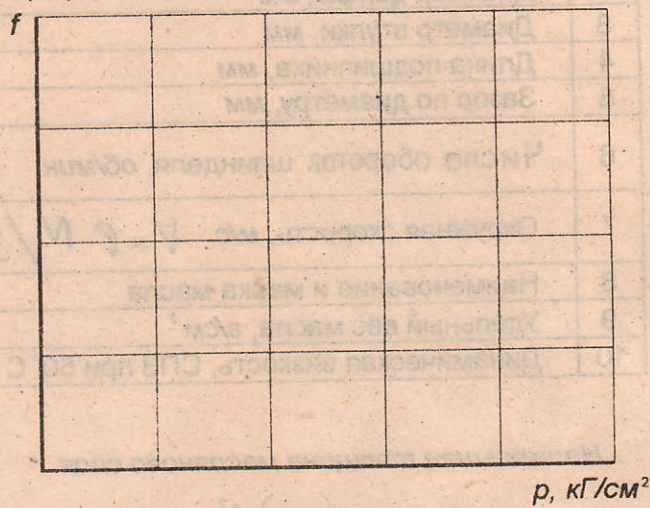
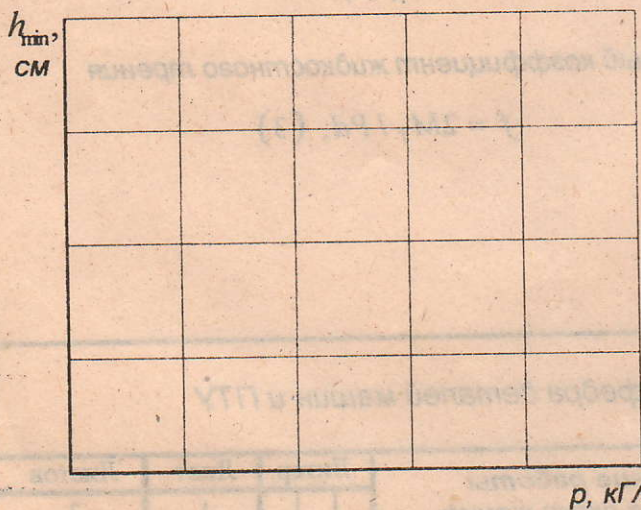


График зависимости толщины масляного слоя от давления



Выводы:

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_



**Цель работы:** Ознакомление с конструкцией двухступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора; определение геометрических параметров зацепления и выполнение проверочных расчетов колес, исходя из условия прочности зубьев.

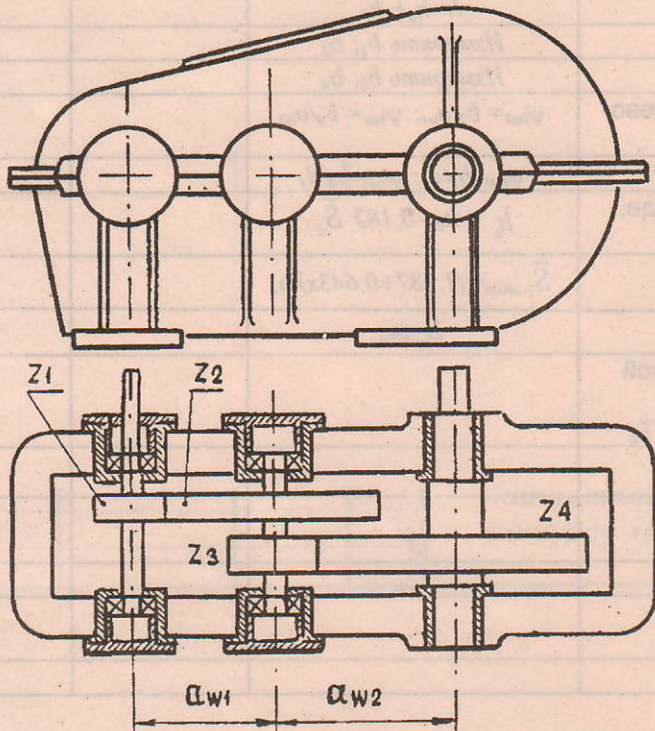


Рис. 1. Общий вид редуктора

**Зубчатые редукторы** - это механизмы, служащие для понижения угловых скоростей и увеличения крутящих моментов, выполненные в виде отдельных агрегатов.

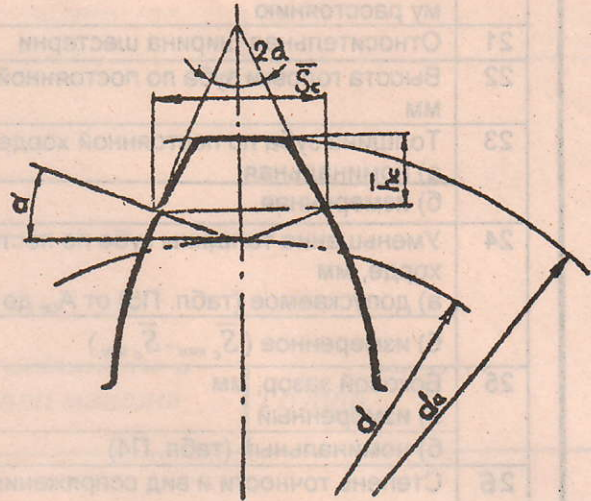


Рис.2. Схема для определения толщины зуба  $\bar{S}_c$  по постоянной хорде и измерительной высоте головки зуба  $\bar{h}_c$  от постоянной хорды.

Табл.1.

Геометрические параметры редуктора

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение и формула	1-я ступень	2-я ступень
1	Межосевое расстояние, мм (измерить, а затем рассчитать)	$a_{w1} = m_1(z_1 + z_2)/2$ $a_{w2} = m_2(z_3 + z_4)/2$		
2	Модуль зацепления, мм *	$m_1, m_2$		
3	Окружной шаг зацепления, мм	$p_{n1} = \pi m_1; p_{n2} = \pi m_2$		
4	Угол зацепления, град.	$\alpha$	20°	20°
5	Коэффициент высоты головки зуба	$h_a^*$	1	1
6	Коэффициент смещения	$x$	0	0
7	Число зубьев шестерни	Подсчитать $z_1, z_3$		
8	Число зубьев колеса	Подсчитать $z_2, z_4$		
9	Передаточное число ступени	$u_1 = z_2/z_1; u_2 = z_4/z_3$		
10	Передаточное число редуктора	$u = u_1 \cdot u_2$		
11	Диаметр делительной окружности шестерни, мм	$d_1 = m_1 z_1; d_3 = m_2 z_3$		
12	Диаметр делительной окружности колеса, мм	$d_2 = m_1 z_2; d_4 = m_2 z_4$		
13	Диаметр окружности выступов шестерни, мм	$d_{a1} = m_1(z_1 + 2); d_{a3} = m_2(z_3 + 2)$		
14	Диаметр окружности выступов колеса, мм	$d_{a2} = m_1(z_2 + 2); d_{a4} = m_2(z_4 + 2)$		
15	Диаметр окружности впадин шестерни, мм	$d_f = m_1(z_1 - 2,5);$ $d_{f3} = m_2(z_3 - 2,5)$		
16	Диаметр окружности впадин колеса, мм	$d_{f2} = m_1(z_2 - 2,5);$ $d_{f4} = m_2(z_4 - 2,5)$		

\* Модуль принять по ГОСТ 9563

				<b>Кафедра деталей машин и ПТУ</b>			
Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<b>Зубчатые цилиндрические редукторы</b> Лабораторная работа № 6 по курсу «Детали машин»	Лит.	Лист	Листов
Разраб.							
Пров.					ВолГТУ		
Н.контр					Группа		
Утв.							

Окончание табл. 1

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение и формула	1-я ступень	2-я ступень
17	Полная высота зуба, мм	$h=h_o+h_f$		
18	Ширина шестерни, мм	Измерить $b_1; b_3$		
19	Ширина колеса, мм	Измерить $b_2; b_4$		
20	Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию	$\psi_{ba1}=b_2/a_{w1}; \psi_{ba2}=b_4/a_{w2}$		
21	Относительная ширина шестерни	$\psi_{bd1}=b_2/d_1; \psi_{bd2}=b_4/d_3$		
22	Высота головки зуба по постоянной хорде, мм	$\bar{h}_c = h_a - 0,182 \bar{S}_c$		
23	Толщина зуба по постоянной хорде, мм	$\bar{S}_{c \text{ ном}}=(1,387+0,643x)m;$		
	а) номинальная			
	б) измеренная	$S_{c \text{ изм}}$		
24	Уменьшение толщины зуба по постоянной хорде, мм			
	а) допускаемое (табл. П5) от $A_{ce}$ до $A_{ce}+T_c$			
	б) измеренное ( $\bar{S}_{c \text{ ном}} - \bar{S}_{c \text{ изм}}$ )			
25	Боковой зазор, мм	$J$		
	а) измеренный			
	б) номинальный (табл. П4)	$J_{\text{ном}}$		
26	Степень точности и вид сопряжения:		8В	8В
	исходная			
	определяемая			

Табл. 2

Расчет нагрузочной способности редуктора ( $n_1 = \dots \dots \dots$  мин<sup>-1</sup>; НВ  $\dots \dots \dots$ )

№ п/п	Наименование параметра второй ступени	Обозначение	Величина		
1	Угловая скорость шестерни второй ступени, рад/с.	$\omega_2 = \pi n_1 / (30 u_1)$			
2	Коэффициент формы зуба шестерни $z_3$ (табл. П2)	$Y_F$			
3	Коэффициент концентрации нагрузки (табл. П3)		X		
		по контактным напряжениям		$K_{H\beta}$	
		по напряжениям изгиба		$K_{F\beta}$	
4	Коэффициент динамичности (большие значения при $V \geq 1,5$ м/с)	$K_{HV}$	1,05-1,10		
		$K_{FV}$	1,13-1,28		
5	Коэффициент расчетной нагрузки	$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$			
		$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$			
6	Допускаемые напряжения: Контактные ( $S_H=1,1; K_{HL}=1,0$ )	$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO}}{S_H} k_{HL}$	X		
				изгиба ( $S_F=1,75; k_{FL}=1$ )	- нереверсивная передача ( $k_{FC}=1,0$ ) - реверсивная передача ( $k_{FC}=0,7$ )
7	Допускаемая мощность из условия прочности зубьев на изгиб, Вт	$[P_F] = \frac{m_2 b_3 d_3 \omega_3 [\sigma_F] \cdot 10^{-3}}{2 Y_F K_F \eta_1}$	X		
				-для нереверсивной передачи	$[P_{FH}]$
				-для реверсивной передачи	$[P_{FP}]$
8	Допускаемая мощность из условия прочности зубьев по контактным напряжениям, Вт	$[P_H] = 2,1 \cdot 10^{-9} \left( \frac{u_2}{u_2 + 1} \right) \cdot \frac{(d_3 [\sigma_H])^2}{K_H \eta_1} \omega_3 b_3$			

**ВЫВОДЫ**

---



---



---