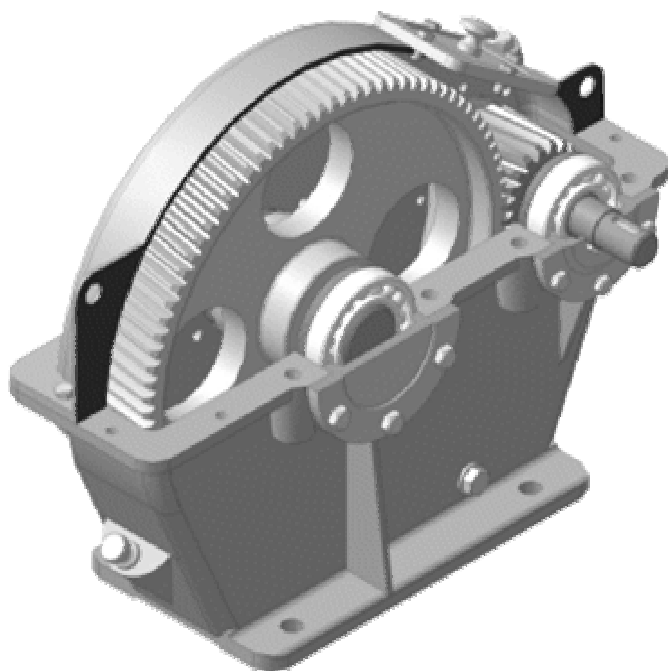


ДЕТАЛИ МАШИН



ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ

Учебное издание

ДЕТАЛИ МАШИН

Лабораторные работы

Составители:

ВОРОБЬЕВ Юрий Валентинович
КОВЕРГИН Алексей Дмитриевич
ГАЛКИН Павел Александрович
МАЙНИКОВА Нина Филипповна
ЧЕРВЯКОВ Виктор Михайлович
РОДИОНОВ Юрий Викторович
БАРОНИН Геннадий Сергеевич

Редактор В.Н. Митрофанова
Компьютерное макетирование М.А. Филатовой

Подписано в печать 25.12.07.

Формат 60 × 84 / 16. 2,32 усл. печ. л.; Тираж 150 экз. Заказ № 835.

Издательско-полиграфический центр

Тамбовского государственного технического университета,
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

Министерство образования и науки Российской Федерации

ГОУ ВПО "Тамбовский государственный технический университет"

ДЕТАЛИ МАШИН

Лабораторные работы

для студентов 3–4 курсов дневного и заочного отделений
специальностей 120100, 170500, 170600, 311300, 311900



Тамбов

◆ Издательство ТГТУ ◆

2007

УДК 621.86.01
ББК 34.42
В 75

Утверждено Редакционно-издательским советом университета

Рецензент
Доктор технических наук, профессор
В.Ф. Першин

Составители:
Ю.В. Воробьев,
А.Д. Ковергин,
П.А. Галкин,
Н.Ф. Майникова,
В.М. Червяков,
Ю.В. Родионов,
Г.С. Баронин

В 75 Детали машин : лабораторные работы / Ю.В. Воробьев, А.Д. Ковергин, П.А. Галкин, Н.Ф. Майникова, В.М. Червяков, Ю.В. Родионов, Г.С. Баронин. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2007. – 40 с. – 150 экз.

Даны последовательность выполнения лабораторных работ, описание объектов и средств исследования, расчетные зависимости и контрольные вопросы.

Предназначены для студентов 3–4 курсов специальностей 120100, 170500, 170600, 311300, 311900 дневного и заочного отделений.

УДК 621.86.01
ББК 34.42

© ГОУ ВПО "Тамбовский государственный
технический университет" (ТГТУ), 2007

ВВЕДЕНИЕ

Лабораторные работы составлены на основе существующих образовательных стандартов.

1. Выполнение лабораторных работ производится в соответствии с графиком, который устанавливается и объявляется кафедрой.

2. Студенты должны быть ознакомлены с правилами и нормами техники безопасности перед выполнением лабораторной работы. Инструктаж проводит преподаватель, который руководит выполнением работы. Прохождение инструктажа заверяется подписью каждого студента в специальном журнале, хранящемся на стенде лаборатории кафедры.

3. Студенты также должны ознакомиться с конструкцией лабораторного оборудования, используя рекомендуемую литературу и данные методические указания.

4. Отчет по лабораторным работам выполняется в соответствии с СТП ТГТУ 07–97 и предоставляется к защите. В состав отчета входит:

- название и цель лабораторной работы;
- схема лабораторной установки с позициями и спецификацией;
- таблицы с экспериментальными и расчетными данными;
- обработка экспериментальных данных;
- графики полученных экспериментальных зависимостей;
- выводы по результатам работы.

Результаты выполнения согласовываются с преподавателем. При защите студент отвечает на контрольные вопросы.

5. Пропущенная лабораторная работа выполняется с разрешения преподавателя по отдельному графику.

Лабораторная работа 1

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

Цель работы: ознакомиться с конструкцией одно-, двух- и трехступенчатых редукторов; определить геометрические параметры зацеплений; рассчитать допустимую величину крутящего момента на выходном валу из условия прочности зубьев по контактным напряжениям; рассчитать мощность на входном валу редуктора.

Объект и средства исследования

В качестве объекта исследования предлагается одно- или двухступенчатый редуктор горизонтального исполнения с косозубым зацеплением. Замеры величин осуществляются с помощью измерительной линейки, штангенциркуля, угломера.

Для изучения объекта используются разделы "Зубчатые передачи" и "Редукторы" в [1, 2, 3, 4, 5]. Обычно редукторы состоят из крышки и корпуса, соединенных между собой болтами. На крышке и корпусе редукторов имеются два направляющих установочных штифта. Внутри герметично закрываемого корпуса располагаются пары зубчатых колес соответствующих ступеней. Ведущие шестерни выполняются чаще всего заодно с валами и носят название вал-шестерня. Зубчатые колеса выполняются отдельно и насажены на вал по соответствующим посадкам. На валах под колесами имеются шпонки для передачи вращающего момента от колеса к валу и наоборот. Валы в редукторах опираются на подшипники качения, чаще шариковые радиальные или радиально-упорные (в редукторах с косозубым зацеплением колес). Подшипники устанавливаются в гнездах корпуса и крышки редуктора. Для защиты подшипников от пыли и влаги, а также для предупреждения утечки смазки из корпуса редуктора подшипниковые узлы закрываются глухими крышками на промежуточных валах и сквозными на выходных концах валов. В сквозных крышках помещаются манжетные уплотнения. В редукторе имеется смотровое окно, закрываемое крышкой с отдушиной. В корпус заливается масло для снижения потерь на трение в зацеплении и подшипниках, а также для снижения износа и шума при работе передачи. Редукторы снабжены указателями уровня масла. Для слива масла в корпусе имеется маслоспускная пробка с прокладкой. Возможный вариант кинематической схемы редуктора, изучаемого в настоящей работе показан на рис. 1.1.

Следует помнить, что редукторы предназначены для снижения угловой скорости и для повышения вращающего момента на тихоходном валу. На схемах и в расчетах приняты следующие обозначения: P , ω , T , z – соответственно мощность, частота вращения, вращающий момент, число зубьев колес.

Порядок выполнения работы

1. Разборка редуктора и определение геометрических параметров.

1.1. Произвести внешний осмотр редуктора.

1.2. Выполнить необходимые замеры габаритных размеров, диаметров, длин выходных концов валов и присоединительных размеров на нижнем фланце корпуса редуктора.

1.3. Произвести разборку редуктора в следующей последовательности:

а) вывинтить болты крепления крышек подшипников и снять крышки с прокладками;

б) отвинтить гайки болтов крепления крышки редуктора к корпусу и осторожно снять крышку.

1.4. Вычертить кинематическую схему редуктора, выявив число ступеней.

1.5. Подсчитать числа зубьев шестерен и колес в ступенях.

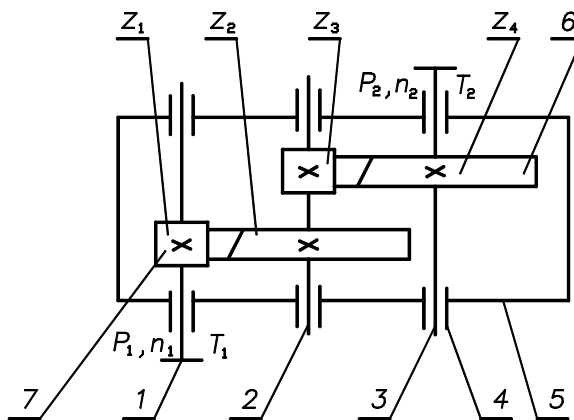


Рис. 1.1. Кинематическая схема редуктора с косозубым зацеплением:

1 – вал быстроходный; 2 – вал промежуточный; 3 – тихоходный вал;
4 – подшипниковые опоры валов; 5 – корпус редуктора; 6 – выходное колесо;
7 – входная шестерня

1.6. Рассчитать передаточные числа для быстроходной U_1 и тихоходной U_2 ступеней: $U_1 = \frac{z_2}{z_1}$; $U_2 = \frac{z_4}{z_3}$.

Общее передаточное число $U = U_1 U_2$ для двухступенчатого редуктора.

1.7. Измерить (штангенциркулем) межосевые расстояния ступеней $a_{\omega 1}$, $a_{\omega 2}$.

1.8. Определить торцевые модули зацеплений в ступенях (учитывая, что зацепления выполнены без коррекции, т.е. $x_1 = x_2 = 0$, $h_a^* = 1$, $\alpha = 20^\circ$)

$$m_{t1} = \frac{2a_{\omega 1}}{z_1 + z_2} \text{ мм}; \quad m_{t2} = \frac{2a_{\omega 2}}{z_3 + z_4} \text{ мм},$$

затем модули нормальные

$$m_n = m_t \cos \beta,$$

где β – угол наклона зубьев к оси вала (определить методом отпечатков).

Расчетный нормальный модуль округлить до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 9563–80 (1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16).

1.9. Уточнить значения межосевых расстояний и торцевых модулей в ступенях с учетом округления нормального модуля.

1.10. Вычислить для колес каждой ступени:

а) полную высоту зуба: $h = h_a + h_f$, мм,

где высота головки зуба $h_a = m_n$, высота ножки $h_f = 1,25m_n$, мм.

б) диаметр делительной окружности: $d = m_t z$, мм;

в) диаметр окружности выступов: $d_a = d + 2m_n$, мм

г) диаметр окружности впадин: $d_f = d - 2,5m_n$, мм

д) шаг зацепления нормальный: $p_n = \pi m_n$, мм

д) шаг зацепления торцевой: $p_t = \frac{\pi m_n}{\cos \beta}$, мм.

1.11. Вычислить коэффициенты ширины колес по модулю $\psi_{bm} = \frac{b_{\omega}}{m}$, межосевому расстоянию $\psi_{ba} = \frac{b_{\omega}}{a_{\omega}}$ и делительному

диаметру $\psi_{bd} = \frac{b_{\omega}}{d}$, предварительно измерив ширину зубчатых колес b_{ω} .

1.12. Результаты замеров и расчетов геометрических параметров занести в табл. 1.2.

1.13. Произвести сборку редуктора в обратной последовательности.

2. Определение допустимой величины момента, передаваемого выходным валам редуктора.

2.1. Принять: материал колес сталь 45, улучшенную до твердости 240 НВ; степень точности передач – 8; коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ выбрать в зависимости от значения величины ψ_{bd} по табл. 1.1.

Таблица 1.1.

ψ_{bd}	0,2		0,4		0,6		0,8		1,0		1,2	
$K_{H\beta}$	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
	1,0	1,0	1,03	1,01	1,05	1,02	1,05	1,03	1,08	1,04	1,1	1,06

Примечание: в табл. 1.1 графы 1 и 2 соответственно, значения коэффициента $K_{H\beta}$ для симметричного (одноступенчатые редукторы) и ассиметричного (двухступенчатые редукторы) расположения колес на валах относительно опор.

Принять для косозубых колес значение коэффициента $K_a = 430$ (МПа)^{-1/3}. Допускаемые контактные напряжения для стальных улучшенных колес

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO} K_{HL}}{S_H}, \text{ Н/мм}^2,$$

где $\sigma_{HO} = 2HB + 240 = 2 \cdot 70 + 240 = 550$ МПа. Принять коэффициент безопасности для улучшенных колес $S_H = 1,1$.

Коэффициент долговечности принять $K_{HL} = 1$ – для длительно работающих передач.

2.2. Рассчитать момент на тихоходном валу по формуле

– для двухступенчатого редуктора

$$T_3 = \frac{a_{\omega 2}^3 [\sigma_H]^2 U_2^2 \Psi_{ba2}}{K_{H\beta} K_a^3 (U_2 + 1)^3},$$

2.3. По указанию преподавателя назначить частоту вращения входного вала редуктора n_1 , мин⁻¹, и вычислить:

$$n_3 = \frac{n_1}{U}, \text{ мин}^{-1}; \quad \omega_3 = \frac{\pi n_{31}}{30}, \text{ с}^{-1}.$$

2.4. Рассчитать мощность на выходном валу

$$P_3 = T_3 \omega_3 \cdot 10^{-3}, \text{ кВт.}$$

Мощность на входном (быстроходном) валу: для двухступенчатого редуктора $P_1 = \frac{P_3}{\eta_p}$. Принять КПД редуктора $\eta_p = \eta_1 \eta_2 = 0,92$ где $\eta_1 = \eta_2 = 0,96$ КПД 1-й и 2-й ступени соответственно.

2.5. Расчетные величины моментов и мощностей занести в табл. 1.2.

1.2. Результаты измерений и расчетов

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Величины	
			1 ступень	2 ступень
Измеряемые величины				
1	Габаритные размеры	мм		
2	Присоединительные размеры: диаметр входного вала длина посадочного участка входного вала диаметр выходного конца вала длина посадочного участка входного вала расстояние между осями отверстий на опорном фланце редуктора диаметр этих отверстий	d_B , мм l_1 , мм $d_{\text{вых}}$, мм l_2 , мм L_1 , мм L_2 , мм d_H , мм		
3	Числа зубьев шестерен	z_1, z_3		
4	Числа зубьев колес	z_2, z_4		
5	Межосевые расстояния	$a_{\omega 1}, a_{\omega 1}$, мм		
6	Углы наклона зубьев к оси вала	$\beta_1^\circ, \beta_2^\circ$, мм		
7	Ширина шестерен	$b_{\omega 1}; b_{\omega 3}$, мм		
8	Ширина колес	$b_{\omega 2}; b_{\omega 4}$, мм		
9	Диаметры окружностей выступов шестерен	$d_{\alpha 1}, d_{\alpha 3}$, мм		
10	Диаметры окружностей выступов колес	$d_{\alpha 2}, d_{\alpha 4}$, мм		
11	Нормальный окружной шаг	P_{n1}, P_{n2} , мм		
Рассчитываемые величины				
12	Модуль зацепления: нормальный торцевой	m_{n1}, m_{n2} , мм m_{t1}, m_{t2} , мм		
13	Окружной шаг: нормальный торцевой	P_{n1}, P_{n2} , мм P_{t1}, P_{t2} , мм		
14	Передаточные числа ступеней	U_1, U_2		
15	Передаточное число редуктора	U		
16	Диаметры делительных окружностей шестерен	d_1, d_3 , мм		
17	Диаметры делительных окружностей колес	d_2, d_4 , мм		
18	Диаметры окружностей выступов шестерен	$d_{\alpha 1}, d_{\alpha 3}$, мм		
19	Диаметры окружностей впадин шестерен	d_{f1}, d_{f3} , мм		
20	Диаметры окружностей выступов колес	$d_{\alpha 2}, d_{\alpha 4}$, мм		
21	Диаметры окружностей впадин колес	d_{f2}, d_{f4} , мм		
22	Полная высота зуба	h_1, h_2 , мм		

23	Коэффициент ширины шестерни по межосевому расстоянию	Ψ_{ba1}, Ψ_{ba2} , мм		
24	Коэффициент ширины шестерни по модулю	Ψ_{bm1}, Ψ_{bm2} , мм		
25	Коэффициент ширины шестерни по делительному диаметру	Ψ_{bd1}, Ψ_{bd2} , мм		
26	Допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]$, МПа		
27	Допустимый вращающий момент на выходном валу редуктора	T_3 , Н·м		
28	Допустимая величина мощности на входном валу редуктора	P_1 , кВт		

Контрольные вопросы

1. Какие конструкции редукторов существуют в машинах?
2. Назовите основные составные части редуктора.
3. В чем заключается назначение редуктора?
4. Назовите основные технические характеристики одноступенчатого редуктора.
5. Назовите основные технические характеристики двух- и многоступенчатых редукторов.
6. Вычертите кинематическую схему одно-, двух- и трехступенчатого редуктора.
7. Изложите порядок сборки и разборки редуктора.
8. Объясните принципы передачи момента деталями редуктора.
9. Как рассчитать передаточное число ступени и редуктора?
10. Как производится расчет геометрических параметров косозубой ступени зацепления?
11. Как осуществляется смазка зубчатых колес и подшипников?
12. Как регулируются подшипники в редукторах?
13. Почему диаметр выходного вала в редукторе больше диаметра входного вала?
14. В чем заключается назначение штифтов?
15. Назовите быстроизнашивающиеся детали редуктора.

Лабораторная работа 2

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

Цель работы: ознакомиться с конструкцией одноступенчатых червячных редукторов, определить геометрические параметры зацепления и допустимые величины передаваемого выходным (тихоходным) валом вращающего момента и мощности.

Объект и средства исследования

Объектом исследования является одноступенчатые червячные редукторы с нижним расположением червяка, имеющие конструктивно отличающиеся друг от друга подшипниковые узлы.

Измерение геометрических параметров элементов произвести с помощью линейки и штангенциркуля. Сборку и разборку выполнить с помощью набора гаечных ключей и молотка.

Изучение объекта начинается с разделов "Червячные передачи" и "Червячные редукторы" [1, 2, 3, 4, 5]. Обратит внимание на то, что изучаемые в работе редукторы выполнены с горизонтальным разъемом корпусов. Корпус и крышка соединяются болтами. Имеются два направляющих установочных штифта. Внутри корпуса располагаются под углом 90° два вала. Один тихоходный, с расположенным на нем червячным колесом, другой – быстроходный с червяком. Оба вала установлены в подшипниках, закрепленных в гнездах корпуса редуктора. Подшипники защищены от попадания пыли и влаги крышками, которые крепятся к корпусу и крышке редуктора винтами. Выходные концы валов уплотняются манжетами. Для передачи вращающего момента от валов к закрепленным на них деталям используются шпонки. В верхней части редуктора имеется смотровое окно, закрытое крышкой. Контроль уровня масла осуществляется с помощью отверстий в корпусе редуктора, закрытых винтами.

Разбирая редуктор, необходимо обращать внимание на материал отдельных деталей. Корпус и крышки редуктора изготавливаются из чугуна. Червяк и вал колеса – из легированной и конструкционной стали с обязательной термообработкой. Наличие большого скольжения в червячной паре обуславливает необходимость применения антифрикционных материалов. Поэтому венцы червячных колес изготавливаются из сплавов цветных металлов (рис. 2.1). При этом материал ступицы – серый чугун. Червячные колеса малых размеров изготавливаются целиком из чугуна или сплавов цветных металлов.

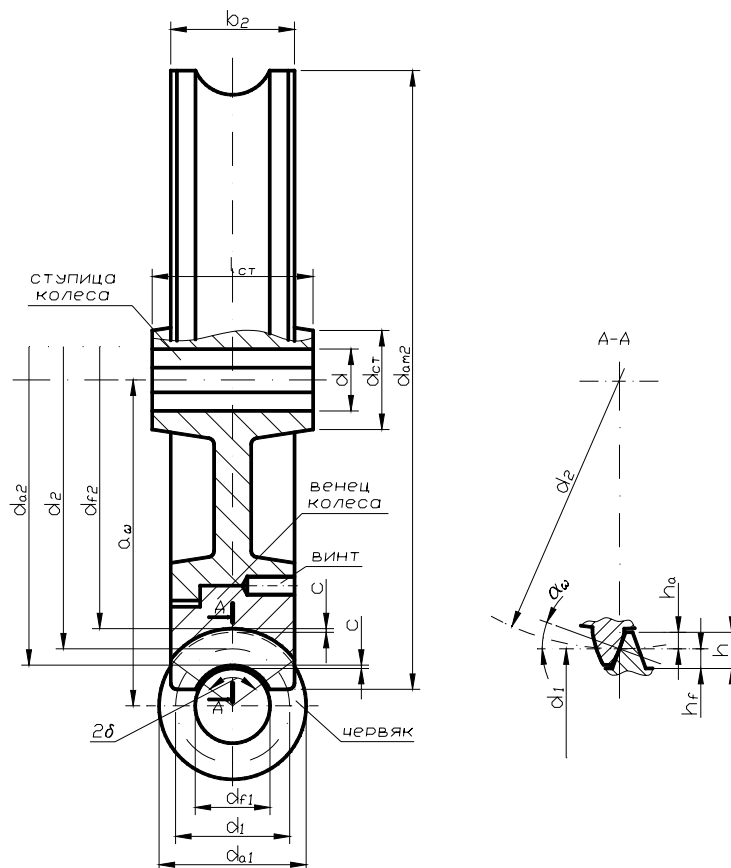


Рис. 2.1. Геометрические параметры червячного зацепления

В целях унификации режущего инструмента и корпусных деталей для червячных редукторов, ГОСТ 2144–76 регламентирует определенные соотношения величин a_w , U , m , q , z_2 , z_1 [1, с. 222]. Частично эти соотношения, помещены в табл. 2.1.

2.1. Сочетание модулей (m), коэффициента диаметра червяка (q) и числа витков (заходов) червяка (z_1)

m	q	z_1
5	8; 10; 12,5	1; 2; 4
6,3	8; 10; 12,5; 14,0; 16,0; 20,0	1; 2; 4
8	8; 10; 12,5; 16,0; 20,0	1; 2; 4
10	8; 10; 12,5; 16,0; 20,0	1; 2; 4

Порядок выполнения работы

1. Разборка редуктора и определение геометрических параметров червячного зацепления.

1.1. Произвести внешний осмотр редуктора. Измерить габаритные, присоединительные размеры и межосевое расстояние a_w .

1.2. Отвернуть винты крепления крышек подшипников и снять крышки с прокладками.

1.3. Отвинтить гайки болтов крепления крышки редуктора к корпусу и осторожно снять крышку.

1.4. Осмотреть детали внутри редуктора.

1.5. Снять червячное колесо в сборе с валом.

1.6. Вынуть червяк с подшипниками.

1.7. Отвернуть винты для контроля уровня масла в редукторе.

1.8. Отвинтить сливную пробку.

1.9. Подсчитать число зубьев колеса.

1.10. Определить число заходов червяка z_1 .

3. Рассчитать передаточное число редуктора по формуле $U_1 = \frac{z_2}{z_1}$.

4. Измерить высоту витка червяка $h_{изм}$ и рассчитать ориентировочную величину модуля: $m = \frac{h_{изм}}{2,2}$.

5. Выбрать из табл. 2.1 ближайший модуль.

6. Определить диаметр делительного цилиндра червяка: $d_1 = mq$, где q подбирается по табл. 2.1.
7. Рассчитать диаметр делительной окружности червячного колеса: $d_2 = mz_2$, мм.
8. Рассчитать межосевое расстояние: $a_{\omega 1} = 0,5(d_1 + d_2)$, мм.
9. Определить остальные размеры червяка:
- диаметр окружности выступов: $d_{a1} = d_1 + 2m$, мм;
 - диаметр окружности впадин: $d_{f1} = d_1 - 2,4m$, мм;
 - длину нарезной части червяка: b_1 – измерением;
 - шаг винтовой линии червяка рассчитать по формуле $P = \pi m$ и проверить измерением;
 - делительный угол подъема витков червяка: $\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$.
10. Рассчитать геометрические размеры червячного колеса:
- средний диаметр вершин зубьев колеса: $d_{a2} = d_2 + 2m$, мм;
 - средний диаметр впадин: $d_{f2} = d_2 - 2,4m$, мм;
 - наибольший диаметр червячного колеса: $d_{am2} \leq \frac{d_{a2} + 6m}{z_1 + 2}$, мм;
 - угол обхвата червяка венцом колеса: $\delta = \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$,
11. По указанию преподавателя назначить частоту вращения вала червяка из ряда $n_1 = 750, 1000, 1500$ мин⁻¹ и рассчитать окружную скорость червяка $v_1 = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 1000}$, м/с.

12. Рассчитать скорость скольжения в зацеплении $v_{ск} = \frac{v_1}{\cos \gamma}$, м/с.

13. Принять значение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H] = 180 \dots 210$ Н/мм² соответственно при $v_{ск} = 2$ м/с и $v_{ск} = 3$ м/с, а также, учитывая, что материал колеса БрАЖ 9 – 4, а червяка – сталь 40Х закаленная.

14. Определить величину допускаемого вращающего момента на валу колеса

$$T_2 = \frac{a_{\omega}^3}{\left(\frac{z_2 + 1}{q}\right)^3 \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]}\right)^2} K_H, \text{ Н мм.}$$

Принять коэффициент нагрузки $K_H = 1,3$.

15. Рассчитать мощность, которую может передать редуктор при заданной скорости: $P_2 = T_2 \omega_2$, кВт, где $\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30}$, с⁻¹.

16. Занести расчетные и измеренные величины в табл. 2.2.

17. Сделать эскизы червяка и колеса в осевых сечениях.

18. Вычертить схему редуктора в двух проекциях.

2.2. Результаты измерений и расчетов

№ п/п	Наименование величин	Обозначение и размерность	Величина
Измеряемые величины			
1	Габаритные размеры редуктора: длина ширина высота	B , мм C , мм A , мм	
2	Присоединительные размеры: диаметр входного вала длина посадочного участка вала червяка диаметр выходного конца вала длина посадочного конца вала колеса расстояние между осями отверстий на опорном фланце редуктора	d_B , мм l_1 , мм $d_{\text{вых}}$, мм l_2 , мм L_1 , мм L_2 , мм	

	диаметр этих отверстий	d_H , мм	
3	Межосевое расстояние	$a_{\text{ОИЗМ}}$, мм	
4	Число зубьев колеса	z_2	
5	Число заходов червяка	z_1	
6	Высота витка червяка	$h_{\text{ИЗМ}}$, мм	
7	Длина нарезной части червяка	b_1 , мм	
8	Шаг винтовой линии червяка	$P_{\text{ИЗМ}}$, мм	
9	Диаметр окружности выступов червяка	$d_{a1 \text{ ИЗМ}}$, мм	
10	Диаметр окружности впадин червяка	$d_{f1 \text{ ИЗМ}}$, мм	
11	Наибольший диаметр червячного колеса	$d_{am2 \text{ ИЗМ}}$, мм	
12	Ширина венца колеса	b_2 , мм	
Рассчитываемые величины			
13	Передаточное число редуктора	U	
14	Модуль зацепления	m , мм	
15	Величина относительного диаметра червяка	q	
16	Делительный диаметр червяка колеса	d_1 , мм d_2 , мм	
17	Расчетное значение межосевого расстояния	a_{ω} , мм	
18	Диаметр окружности выступов червяка колеса	d_{a1} , мм d_{a2} , мм	
19	Диаметр окружности впадин червяка колеса	d_{f1} , мм d_{f2} , мм	
20	Шаг винтовой линии червяка	P , мм	
21	Угол подъема витков червяка	γ , град	
22	Наибольший диаметр червячного колеса	d_{am2} , мм	
23	Угол обхвата червяка венцом колеса	2δ	
24	Частота вращения вала червяка Окружная скорость червяка Скорость скольжения в зацеплении	n_1 , об/мин v_1 , м/с $v_{\text{СК}}$, м/с	
25	Допускаемые контактные напряжения в зацеплении	$[\sigma_H]$, Н/мм ²	
26	Величина вращающего момента на валу колеса	T_2 , Н мм	
27	Мощность, передаваемая валом колеса при заданной скорости	P_2 , кВт	

Контрольные вопросы

1. Назовите основные технические характеристики червячного редуктора.
2. Как рассчитывается передаточное число редуктора?
3. Как определить число заходов червяка?
4. В каком случае используются однозаходные червяки?
5. Какой принцип заложен в работе червячной передачи?
6. Из каких материалов изготавливаются основные детали редуктора?
7. Какую конструкцию могут иметь червячные колеса?
8. Какие подшипники могут использоваться в качестве опор валов в редукторе?
9. С какой целью устанавливаются шпонки, сколько их в редукторе?
10. Как осуществляется осевая регулировка подшипников?
11. Что является ведущим звеном в передаче: червяк или колесо?
12. Как осуществляется расчет геометрических параметров зацеплений?
13. В каких пределах изменяется относительный диаметр червяка?
14. Как рассчитывается мощность, передаваемая валом колеса?

Лабораторная работа 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА

Цель работы: экспериментальное определение критической частоты вращения вала и сравнение опытных данных с расчетными значениями.

Объект и средства исследования

Изучение объекта необходимо начать с усвоения раздела "Валы и оси", "Расчет на жесткость" [1], обратив внимание на то, что валы могут подвергаться крутильным, продольным и поперечным колебаниям.

Продольные колебания [6] вызываются переменной составляющей действующей осевой силы. Продольные колебания обладают весьма коротким периодом, так как восстанавливающая сила за счет большой осевой жесткости вала обычно очень велика. Вследствие этого, при проектировании валов продольные колебания большей частью не учитываются.

Крутильные колебания [6] вызываются действием периодически изменяющегося крутящего момента. При этом также периодически изменяется величина деформации кручения вала и в нем, как во всякой механической упругой системе, возбуждаются колебания. Крутильная жесткость валов обычно мала по сравнению с их осевой жесткостью, в силу чего крутильные колебания обладают довольно большим периодом.

Одной из самых распространенных причин возникновения поперечных колебаний является недостаточно точная балансировка насаженных на вал деталей. Поперечные колебания, так же как и крутильные, могут обладать большим периодом.

Периодически повторяющиеся импульсы внешних сил, действующие на тело, вызывают в нем вынужденные колебания. Если частота вынужденных колебаний не совпадает с частотой собственных колебаний, то последние затухают. При совпадении частоты тех и других колебаний наступает явление резонанса. Поскольку в ряде случаев на детали действуют периодически изменяющиеся нагрузки, необходимо принимать меры, чтобы предупредить возможность наступления резонанса. Частота вращения деталей, при которой наступает резонанс, называется критической.

Лабораторная установка (рис. 3.1) состоит из двухопорного вала 1 с закрепленным на нем диском 2. Вал приводится во вращение электродвигателем 5 через муфту 4. Конструкция диска и его крепление на валу позволяют изменять как положение диска относительно опор 3 и 10, так и его массу.

Неуравновешенность вращающихся масс создается путем завинчивания специального винта в диск 2. Установка оснащена контактным устройством, сигнализирующим о достижении валом критической частоты вращения, при этом на панели загорается лампочка "Резонанс".

Для определения жесткости системы на диск навешивается груз 9. Подвеска груза выполнена в виде разрезного кольца и соединена с рукояткой, которая выведена из корпуса установки. Величина статического прогиба измеряется по шкале индикатора часового типа 11, установленного в крышке.

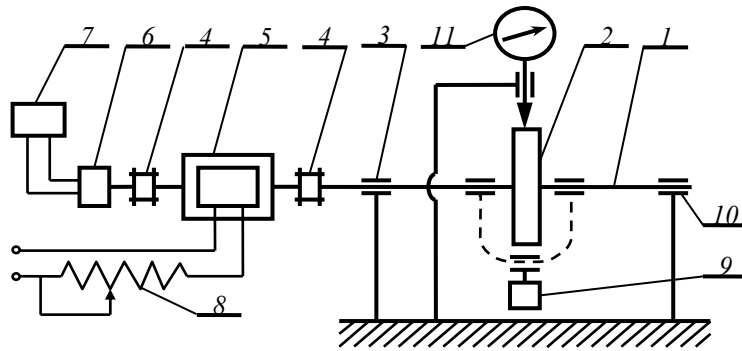


Рис. 3.1. Схема лабораторной установки

Перед включением установки необходимо сдвинуть крышку корпуса вправо до упора, при этом отключается блокировочное устройство. При включении загорается лампа "Сеть". Автотрансформатор 8 регулирует напряжение, подаваемое на электродвигатель, и изменяя тем самым скорость вращения его вала. Замер частоты вращения вала производится с помощью тахогенератора 6. Напряжение тахогенератора, пропорциональное частоте вращения, измеряется прибором 7, проградуированным в "об/мин".

Порядок выполнения работы

1. Отвести влево защитный кожух, предварительно ослабив контрольную гайку. Установить диск (при отсутствии в нем винта) на отметку 250 мм от левой опоры. Закрепить диск контргайкой.

2. Совместить разрезное кольцо (к которому прикреплен груз весом 9 кгс) с кольцевой канавкой диска. При этом диск 2, а следовательно, и вал 1 нагружаются статическим усилием 9 кгс.

3. Поднять штوك индикатора и, передвигая крышку с индикатором влево, установить штوك по средней линии на диск, наблюдая за положением штока через смотровое окно.

4. Совместить "ноль" на шкале индикатора со стрелкой. Нажать на рукоятку и освободить тем самым вал от нагружения. Определить прогиб S по индикатору 11. Подсчитать жесткость системы, $C = G_r/S$ кгс/мм, где S – показания индикатора, мм; G_r – вес груза, кгс.

5. Определить статический прогиб вала f , мм. Если пренебречь собственным весом вала, то можно принять: $f = G/C$, где G – вес диска, кгс; C – жесткость системы, кгс/мм.

6. Подсчитать значение критической частоты вращения вала: $n_{кр} = 300\sqrt{1/f}$, мин⁻¹, где f – статический прогиб вала, рассчитанный по п. 5 (размерность величины статического прогиба f перевести в сантиметры). Результаты занести в табл. 3.1.

7. Нажать на рукоятку, отвести разрезное кольцо с грузом от диска 2, отвести индикатор от диска и включить электродвигатель.

8. Регулируя автотрансформатором напряжение и изменяя скорость вращения вала двигателя, довести вал до состояния резонанса и, не задерживая работу установки в этом состоянии, увеличить число оборотов путем перевода их в закритическую область. Повторить действие по п. 8 три раза, фиксируя критическое значение частоты вращения вала перед входом в резонанс n' и после выхода из резонанса n'' .

9. Подсчитать среднеарифметические значения n' и n'' и определить критическое значение частоты вращения вала $n_{кpi}$ в каждом опыте: $n_{кpi} = (n' + n'')/2$; подсчитать среднее значение $n_{кр}$ по трем замерам: $n_{кр} = (n_{кpi1} + n_{кpi2} + n_{кpi3})/3$.

10. Закрепить диск на валу в соответствии с отметкой на шкале, равной 275 мм от левой опоры. Повторить опыт по пунктам 2 – 9.

11. Установить в диске винт, при этом дисбаланс диска будет равен 40 г·см. Повторить опыт по пунктам 2 – 10.

12. Закрепить диск на валу в соответствии с отметкой на шкале, равной 300 мм от левой опоры. Повторить опыт по пунктам 2 – 10. Результаты экспериментов занести в табл. 3.2.

13. Определить расчетное значение величины статического прогиба f_p по зависимости

$$f_p = \frac{Ga^2(l-a)^2}{3EIJ},$$

где G – вес диска; a – расстояние от средней линии диска до оси левой опоры; l – расстояние между осями опор; E – модуль упругости материала вала; J – осевой момент инерции сечения вала. Значения величин G , a , l , E , J приведены в табл. 3.3.

3.1. Использование статической нагрузки

Расстояние от опоры a , мм	Показание индикатора S , мм	Жесткость системы C , кГ/мм	Статический прогиб f_s , мм	Критическая частота вращения $n_{кр}$, об/мин
250				
275				
300				

3.2. Результаты экспериментов с вращающимся валом

№ пп	Расстояние от опоры a , мм	Условия опыта	№ опыта	Частота вращения вала до и после резонанса, об/мин		Критическая частота вращения вала $n_{кр}$, об/мин
				n'	n''	
1	250	Без дополнительного груза	1			
			2			
			3			
		Винт установлен в диск	1			
			2			
			3			
2	275	Без дополнительного груза	1			
			2			
			3			
		Винт установлен в диск	1			
			2			
			3			
3	300	Без дополнительного груза	1			
			2			
			3			
		Винт установлен в диск	1			
			2			
			3			

3.3. Исходные данные

№ п/п	Наименование	Обозначение	Величина и размерность
1	Вес диска	G	3 кГс
2	Расстояние между осями опор	l	500 мм
3	Расстояние от оси левой опоры до средней линии диска	a	250 мм 275 мм 300 мм
4	Диаметр вала	d	12 мм
5	Осевой момент инерции вала	J	1017 мм ⁴
6	Вес груза с подвеской	G_r	9 кГс
7	Модуль упругости материала вала	E	$2,1 \cdot 10^4$ кГс/мм ²

14. Рассчитать величину критической частоты вращения вала по зависимости $n_{кр} = 300 \sqrt{1/f_p}$, где $n_{кр}$ – критическая частота вращения вала, мин⁻¹; f_p – расчетное значение величины статического прогиба. Результаты расчетов занести в табл. 3.4.

15. Сравнить результаты, полученные расчетным и полуконструктивным путем. Сделать выводы о влиянии

различных параметров эксперимента на величину критической частоты вращения вала.

3.4. Результаты расчетов

Расстояние от опоры a , мм	Прогиб (расчетное значение) f_p , мм	Расчетное значение критической частоты вращения $n_{кр}$, об/мин
250		
275		
300		

Контрольные вопросы

1. Каким видам колебаний могут подвергаться валы? Чем вызываются эти колебания?
2. Когда наступает явление резонанса?
3. Что подразумевается под жесткостью и податливостью системы?
4. Методы уменьшения поперечных колебаний валов и управления величиной критической частоты вращения вала?
5. Какова методика определения критической частоты вращения вала через жесткость системы?
6. Какова методика определения критической частоты вращения вала через расчетное значение величины статического прогиба?
7. Возможна ли эксплуатация устройств в закритической области частот вращения?
8. Устройство экспериментальной установки. Каково назначение подвески с грузом? Каково назначение контактного устройства?

Лабораторная работа 4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИВЫХ СКОЛЬЖЕНИЯ И КПД ПЛОСКО- И КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: ознакомиться с конструкцией ременной передачи; построить экспериментальную зависимость коэффициента скольжения и КПД от коэффициента тяги, а также выбрать оптимальные условия работы передачи.

Объект и средства исследования

Изучение объекта начинается с раздела "Ременные передачи" [1].

Ремень передает вращательное движение от ведущего вала к ведомому за счет сил трения. Силы трения создаются при натяжении ремня между шкивами. Установлено, что при нормальной работе передачи окружная скорость v_1 ведущего шкива оказывается несколько больше окружной скорости v_2 ведомого шкива

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000}; \quad v_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с,}$$

где D_1 и D_2 – диаметры шкивов, мм; n_1 и n_2 – частота вращения соответственно ведущего и ведомого шкивов.

Неравенство скоростей оценивается коэффициентом скольжения $\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \cdot 100 \%$.

Степень нагруженности передачи характеризуется коэффициентом тяги

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0},$$

где F_0 – сила предварительного натяжения ремня, Н; F_1 , F_2 – соответственно натяжение ведущей и ведомой ветви, Н; F_t – окружная сила, Н.

График зависимости коэффициента скольжения от коэффициента тяги называют тяговой характеристикой ременной передачи или кривой скольжения. Примерный вид этой кривой показан на рис. 4.1. Здесь же показана кривая зависимости КПД передачи от φ . КПД передачи определяется по формуле

$$\eta = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1} \cdot 100 \%,$$

где T_1 и T_2 – вращающие моменты соответственно на ведущем и ведомом шкивах.

Максимальное значение КПД соответствует критическому значению коэффициента тяги φ_0 , по которому рассчитываются допускаемые напряжения для ремней.

Схема лабораторной установки представлена на рис. 4.2. К станине 1 крепится балансирный электродвигатель 2, имеющий возможность перемещения. На валу электродвигателя закреплен ведущий шкив 3 ременной передачи. Ведомый шкив 4 закреплен на валу барабана колодочного тормоза 5. При вращении маховика 6 колодки тормоза прижимаются к тормозному барабану 7, создавая рабочий (тормозной) момент на ведомом валу. Тормоз охлаждается крыльчаткой вентилятора. Колодочный узел тормоза и статор ведущего электродвигателя имеют возможность поворота вокруг своих осей, при этом они перемещают призмы 8 и 9, которые воздействуют на плоские пружины 10 и 11. Измерив величины деформации пружин индикаторами 12 и 13, можно определить вращающие моменты на валах. Индикаторы часового типа с ценой деления 0,01

мм (ГОСТ 577–63). Для успокоения колебаний статора электродвигателя и тормоза используются жидкостные успокоители. Натяжение ремня 14 осуществляется при перемещении двигателя 2 с помощью груза 15, подвешенного на тросе через блок 16.

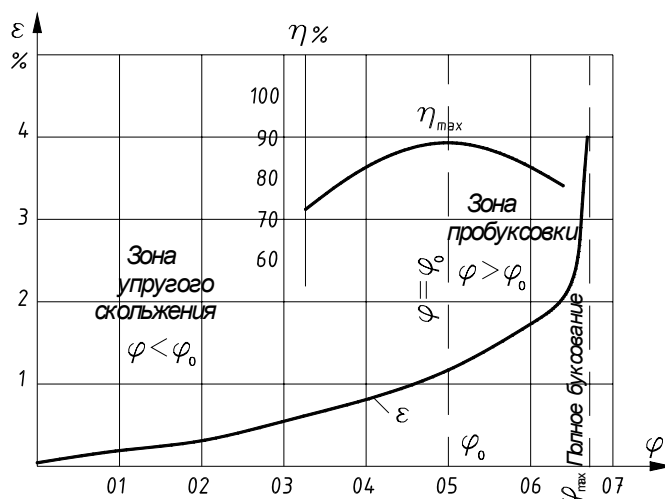


Рис. 4.1. Зависимость ε и η от φ

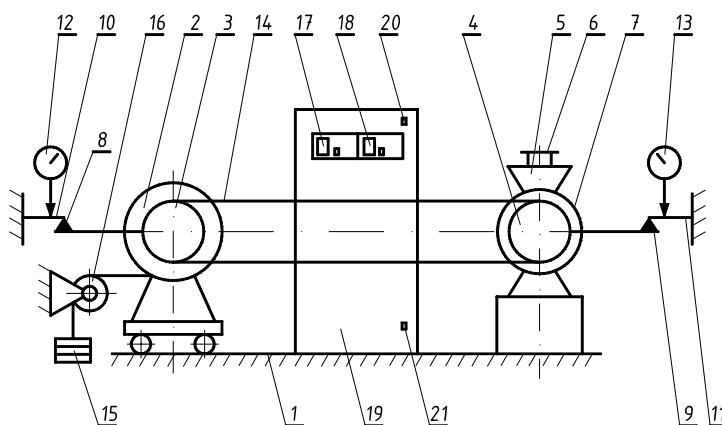


Рис. 4.2. Схема лабораторной установки

Замер частоты вращения ведущего и ведомого валов осуществляется импульсными счетчиками 17 и 18 (типа ВИС-62), установленными на пульте управления 19. Щеточный переключатель 20 (ПР-30-4-4) позволяет одновременно включать импульсные счетчики. Включение и выключение электродвигателя осуществляется пакетным выключателем 21 (ПВ 3-10 ГОСТ 8529–57). Установка заземлена.

Порядок выполнения работы

1. Проверить, какой ремень натянут на шкивы (клиновое или плоское).
2. Нагрузить передачу предварительно грузом 8 кг для клинового и 4 кг для плоского ремня.
3. Включить электродвигатель.
4. С помощью маховика 6 тормоза 5 производить ступенчатое нагружение ведомого шкива передачи. Фиксировать число делений z_2 индикатора 13 и z_1 – индикатора 12, а также количество оборотов ведущего n_1 и ведомого n_2 шкивов за 15 секунд по счетчикам 17 и 18, в последствии, умножая полученные значения чисел оборотов на 4. Нагружение шкива 2 производить постепенно на 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100 и т.д. делений индикатора 13 до полного буксования ремня.
5. В соответствии со значениями z_1 и z_2 определить усилия P_1 и P_2 нажатия призм 8 и 9 на пружины 10 и 11:

$$P_1 = 1,12z_1; P_2 = 0,91z_2, \text{ Н.}$$

6. Подсчитать величины изгибающих моментов на пружинах 10 и 11:

$$M_1 = P_1l_1 \text{ и } M_2 = P_2l_2, \text{ Н}\cdot\text{м,}$$

значения величин l_1 и l_2 помещены в табл. 4.1.

7. Определить величины вращающих моментов на ведущем T_1 и ведомом T_2 валах установки:

$$T_1 = 1,78M_1; T_2 = 1,6M_2, \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

8. Для каждой ступени нагружения рассчитать: а) коэффициент скольжения, %; б) КПД; в) коэффициент тяги.
 9. По экспериментальным данным и расчетным величинам построить графические зависимости: $\varepsilon = f(\varphi)$; $\eta = f(\varphi)$.

Таблица 4.1

№ п/п	Наименование	Обозначение	Величина и размерность
1	Мощность электродвигателя	P	1,1 кВт
2	Частота вращения электродвигателя	n_1	930 об/мин
3	Тип и размер ремня	ГОСТ 1284–57	Тип А; $l = 1400$; $b = 30$
4	Параметры шкивов ведомого ведущего	D_1 D_2	0,125 м 0,125 м
5	Начальное натяжение ветвей ремня: а) клинового б) плоского	$2S_0$ $2S_0$	400 Н 200 Н
6	Вес подвески без груза Вес одного груза		10 Н 10 Н
7	Соотношение плеч рычага подвески		1:5
8	Расстояние от оси электродвигателя до оси призмы	l_1	0,080 м
9	Расстояние от оси шкива тормоза до оси призмы	l_2	0,068 м

4.2. Результаты измерений и расчетов

№ пп	Результаты измерений и расчетов	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Частота вращения: ведущего шкива n_1 ведомого шкива n_2										
2	Показания индикатора двигателя z_1 тормоза z_2										
3	Усилие на пружине двигателя P_1 тормоза P_2										
4	Вращающий момент двигателя T_1 тормоза T_2										
5	Коэффициент скольжения ε , %										
6	КПД η , %										
7	Коэффициент тяги φ										

10. Назначить оптимальный режим передачи, проанализировав построенные зависимости.
 11. По указанию преподавателя повторить пункты 2 – 10 для другого типа ремня.
 12. Сравнить результаты испытаний для клинового и плоского ремней, используя соответствующие кривые скольжения.

Контрольные вопросы

1. Как устроена ременная передача?
2. С какой целью фактическая длина замкнутого контура ремня берется несколько меньше теоретической?
3. Как обеспечивается сила трения между шкивами и ремнем передачи?
4. Чем объясняется упругое скольжение ремня?
5. Зависит ли относительное удлинение ремня от свойств материала и площади поперечного сечения ремня?
6. От чего зависит величина коэффициента скольжения передачи?
7. Как оценивается степень нагруженности передачи?
8. Назовите оптимальные значения величин ε , η и φ ременной передачи.
9. Как определяется полезное напряжение в ремне?
10. Как рассчитать напряжение в ремне от предварительного натяжения?
11. Как называется график зависимости ε от φ ?
12. Зависит ли величина φ от окружного усилия на шкивах?
13. В каких пределах изменяется допустимая величина коэффициента скольжения передачи?
14. Как определяется величина передаточного отношения ременной передачи?
16. Какая передача, плоско- или клиноременная, обладает большим коэффициентом тяги?

Лабораторная работа 5

ИСПЫТАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ НА СДВИГ

Цель работы: экспериментально определить зависимость сдвигающей силы от момента завинчивания гайки в болтовом соединении.

Объект и средства исследования

Вначале изучается раздел "Резьбовые соединения" [1]. Объект (рис. 5.1) состоит из винтового пресса 1 и болтового соединения 2.

Болтовое соединение состоит из двух пластин 3 и ползуна 4, которые сжимаются после затяжки болта 5 усилием $F_{\text{зат}}$. Момент завинчивания гайки 6 – $T_{\text{зав}}$, создается и контролируется динамометрическим ключом. Центрирование болта 5 относительно отверстий в пластинах 3 обеспечивается стопорными шайбами 7 и 8. Шайбы стопорятся штифтами 9. Наличие зазора между ползуном 4 и болтом 5 контролируется с помощью рисок 10 и 11. Зазор обеспечивается, если риска 11 на ползуне располагается между крайними рисками 10 на пластине.

Болтовое соединение 2 укрепляется на столе 12, который, перемещаясь при вращении маховика 13, действует на ползун 4 и создает усилие сдвига F_c . Это усилие создается при перемещении стола в пределах рабочего хода, отмеченного рисками 14 на стойке пресса. Величина усилия сдвига определяется динамометром 15 с тензодатчиками или индикатором часового типа 16. Динамометр укрепляется на верхней траверсе 17 с возможностью перемещения посредством маховика 18.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с конструкцией установки при осмотре.
2. Измерить диаметр отверстия в шайбе – d_0 (рис. 5.1) и наружный диаметр опорного кольца на торце гайки – D .
3. Установить стол 12 в рабочее положение (между рисками 14) вращением маховика 13.
4. Собрать (рис. 5.1) болтовое соединение 2 для заданного размера болта на столе 12. Размер резьбы указан на головке болта.
 - 4.1. Установить ползун 4 в крайнее верхнее положение относительно пластин 3.
 - 4.2. Затянуть гайку 6 рукой.
 - 4.3. Проверить неподвижность ползуна 4 в исходном положении и наличие зазора в соединении по рискам 10 и 11. Если ползун опустился под действием силы тяжести, то необходимо повторить п. 4.1 и слегка затянуть гайку ключом.
 5. Вращением маховика 18 опустить до касания динамометр 15 на ползун 4.
 6. Затянуть гайку динамометрическим ключом. Величина момента завинчивания гайки $T_{\text{зав}}$, мм отсчитывается по шкале индикатора и назначается по табл. 5.1 или преподавателем. Перемещение стрелки на 0,01 мм соответствует моменту $T_{\text{зав}} = 2770 \text{ Н}\cdot\text{мм}$.
 7. С помощью маховика 18 установить индикатор 16 на нуль.

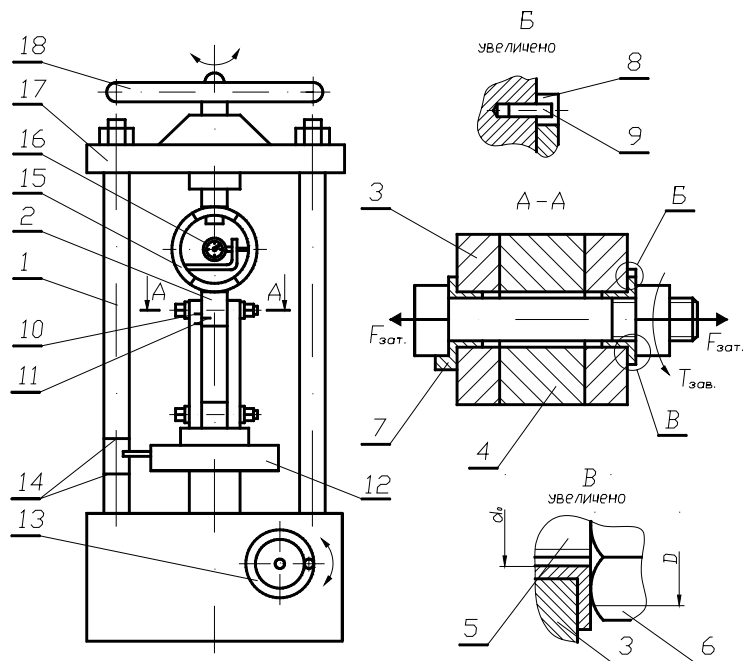


Рис. 5.1. Схема лабораторной установки

8. Нагрузить соединение сдвигающей силой F_c и измерить ее величину по шкале индикатора 16. Нагрузку создать подъемом стола 12, при равномерном вращении маховика 13. В момент сдвига деталей стрелка индикатора останавливается. После этого вращение маховика прекратить, а показание индикатора записать в табл. 1. Перемещение стрелки индикатора на 0,01 мм соответствует усилию сдвига $F_c = 400$ Н.

9. Опустить стол 12 в исходное положение.

10. Снять усилие затяжки болта.

11. Повторить пп. 4.1 – 6.

12. Затянуть соединение динамометрическим ключом, уменьшая момент заворачивания на одну треть часть от первоначального, в соответствии с табл. 5.1.

13. Повторить пп. 7 – 12.

14. Повторить пп. 7 – 10.

15. Повторить пп. 4 – 14 для каждого вновь заданного размера резьбы болта.

16. Повторить пп. 4 – 15 для измененных условий смазки.

17. Повторить пп. 4 – 15 для измененных параметров шероховатости на поверхностях трения.

18. Заполнить табл. 1 и 2 по результатам измерений и вычислений.

19. Построить графики зависимости $F_c = f(T_{зав})$ по результатам испытаний.

20. Построить графики зависимости $F_c = f(T_{зав})$ по результатам расчетов, используя формулу

$$F'_c = \frac{4T_{зав} \cdot f \cdot i}{2d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + (d_0 + D)f},$$

где $\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_2}$ – угол подъема резьбы; $\varphi' = \operatorname{arctg} f'$ – приведенный угол трения; $f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ – приведенный коэффициент

трения; α – угол профиля резьбы (для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$); i – число поверхностей сдвига; $f = 0,15$ – для смазанных поверхностей трения; $f = 0,2$ – для поверхностей без смазки; $T_{зав}$ – принять по табл. 5.1.

5.1. Результаты измерений и расчетов

Резьба болтов	Параметры испытаний	№ испытаний					
		1		2		3	
		А, мм	В	А, мм	В	А, мм	В
М20×1,5	$T_{зав}$	0,45		0,30		0,15	
	F_c , Н						
	F'_c , Н						
М18	$T_{зав}$	0,36		0,24		0,12	
	F_c , Н						
	F'_c , Н						
М16	$T_{зав}$	0,27		0,18		0,09	
	F_c , Н						
	F'_c , Н						
М16×1,5	$T_{зав}$	0,27		0,18		0,09	
	F_c , Н						
	F'_c , Н						

Примечание: A – показания индикатора; B – величина момента $T_{зав}$, Н·м или усилия сдвига, Н.

5.2. Параметры болтового соединения

Наименование параметров	Резьба болтов			
	М20×1,5	М18	М16	М16×1,5
Наружный диаметр – d , мм	20	18	16	16
Средний диаметр – d_2	19,026	16,376	14,701	15,026
Внутренний диаметр – d_1	18,376	15,294	13,835	14,376
Шаг резьбы – P , мм	1,5	2,5	2	1,5
Угол подъема резьбы – ψ , град				
Коэффициент трения на поверхности сдвига f				
Приведенный угол трения ϕ' , град				
КПД резьбы $\eta = \text{tg}\psi / \text{tg}(\psi + \phi')$				
Материал болта	Ст35	Ст35	Ст35	Ст35
Предел текучести δ_t , МПа	315	315	315	315
Допускаемое усилие затяжки $F_{зат}$, Н				
Диаметр отверстия в шайбе d_0 , мм				
Наружный диаметр опорной поверхности гайки D , мм				
Число поверхностей сдвига i	2	2	2	2

Контрольные вопросы

1. Почему различаются экспериментальные и расчетные величины усилий сдвига в болтовом соединении?
2. Каким образом переводят показания индикаторов в миллиметрах в величины сил или моментов?
3. Каким образом можно определить выигрыш в силе для заданных резьбовых соединений?
4. В чем заключается условие самоторможения резьбового соединения?
5. Какое влияние на зависимость $F_c = f(T_{зав})$ оказывают усилие затяжки соединения $F_{зат}$, условия смазки, материал поверхностей трения?

Лабораторная работа 6

ИСПЫТАНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель работы: ознакомиться с конструкцией установки и экспериментально определить зависимость величины потерь в подшипниках от нагрузки, скорости и условий смазки.

Объект и средства исследования

Объектом исследования служат стандартные подшипники качения. Для исследований используется лабораторная установка, оборудованная необходимыми средствами измерения.

Изучение объекта начинается с раздела "Подшипники качения" [1].

В настоящей работе испытания подшипников проводят на установке, основной узел которой показан на рис. 6.1. Корпус 1 установлен на валу 2 посредством втулки 3 и подшипников качения 4, 12. Вал 2 приводится во вращение электродвигателем через ременную передачу. На втулке 3 между крайними подшипниками 4 и 12 установлены два средних подшипника 5 и 11, которые служат для передачи радиальной нагрузки на вращающийся вал 2 со втулкой 3. Радиальная нагрузка создается винтом 7 и передается на средние подшипники посредством шариков 6, динамометра 8 и обоймы 10. Винт 7 в свою очередь, связан с корпусом 1 через скобу 9. Момент трения в подшипниках T_t передается на корпус 1, который удерживается от вращения маятником (грузом) 13. Угол отклонения маятника изменяется в зависимости от величины этого момента. Шкала 14 предварительно проградуирована в Кгс·см. Указатель 15 служит для фиксации величины этого момента при различных режимах испытаний. Величина радиальной нагрузки на два подшипника Q измеряется динамометром с индикатором часового типа. Цена деления индикатора – 50 Н.

Испытания проводятся при следующих угловых скоростях вала – n : 945 мин⁻¹, 1800 мин⁻¹, 2700 мин⁻¹. Изменение угловых скоростей достигается за счет установки на нем блока шкивов с различными диаметрами. Перестановка ремня на новую пару шкивов осуществляется при выключенном двигателе. Натяжение ремня при этом сохраняется за счет перемещения электродвигателя.

В корпусе 1 установлены радиальные шариковые подшипники 208. По каталогу они имеют следующие характеристики: внутренний диаметр $d = 40$ мм, наружный диаметр $D = 80$ мм, динамическая грузоподъемность $C = 25\,600$ Н.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с конструкцией установки при осмотре.
2. Запустить установку на 2...5 мин. для разогрева подшипников.
3. Установить стрелку индикатора 16 на нуль.
4. Снять по шкале 14 величину момента трения в подшипниках.
5. Нагрузить подшипники усилием на динамометре – $Q = 2000$ Н.
6. Снять величину T_t по шкале 14.
7. Нагрузить подшипники последовательно, по ступеням через 2000 Н, снимая показания T_t для каждой ступени. Последняя нагрузка не должна быть более 8000 Н.

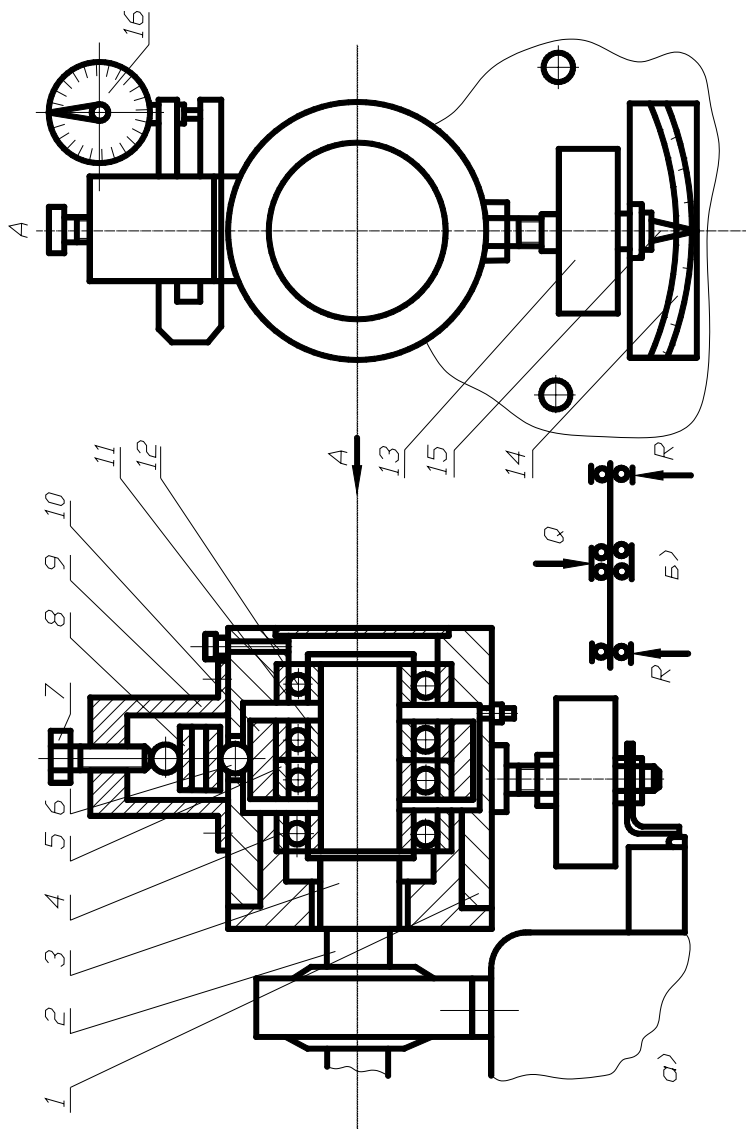


Рис. 6.1. Установка для испытания подшипников качения:

a – основной узел; *б* – расчетная схема

8. Снять нагрузку и выключить установку. а)
9. Переставить ремень на следующую пару шкивов – для изменения угловой скорости вала.
10. Включить установку и повторить пп. 4 – 8.
11. Переставить ремень на следующую пару шкивов.
12. Включить установку и повторить пп. 4 – 8.
13. Заполнить корпус установки маслом до уровня, который совпадает с плоскостью, проходящей через центры нижних тел качения подшипников.
14. Включить установку и повторить пп. 4 – 12.
15. Построить графики $T_T = f(R)$ по результатам испытаний.
16. Построить графики $f_{пр} = f(R)$ по результатам испытаний. При этом величину приведенного условного коэффициента трения определять по формуле $f_{пр} = \frac{T_T}{2Rd}$.
17. По данным, полученным в результате испытаний подшипников качения сделать выводы:
 - 1) Как зависит момент трения от изменения нагрузки?
 - 2) Как зависит приведенный коэффициент трения от изменения нагрузки?
 - 3) Как влияет на момент трения и приведенный коэффициент трения наличие смазки?

6.1. Результаты измерений и расчетов

№	Обозначение	1 ступень	2 ступень	3 ступень	4 ступень	5 ступень
1	$Q, Н$					
2	$R, Н$					
$n = 945 \text{ об/мин; без масла}$						
3	$T_T, Н·м$					
4	$f_{пр}$					
$n = 1800 \text{ об/мин; без масла}$						
5	$T_T, Н·м$					
6	$f_{пр}$					
$n = 2700 \text{ об/мин; без масла}$						
7	$T_T, Н·м$					
8	$f_{пр}$					
$n = 945 \text{ об/мин; с маслом}$						
9	$T_T, Н·м$					
10	$f_{пр}$					
$n = 1800 \text{ об/мин; с маслом}$						
11	$T_T, Н·м$					
12	$f_{пр}$					
$n = 2700 \text{ об/мин; с маслом}$						
13	$T_T, Н·м$					
14	$f_{пр}$					

Контрольные вопросы

1. Конструкция подшипника качения.
2. Достоинства и недостатки подшипников качения.
3. Область применения подшипников качения.
4. Виды смазочных материалов, применяющихся для подшипников качения.
5. Классификация подшипников качения.
6. Маркировка подшипников качения.
7. Материалы, применяющиеся для изготовления подшипников качения.

Лабораторная работа 7

ИСПЫТАНИЕ КЛИНОРЕМЕННОГО ВАРИАТОРА

Цель работы: изучить конструкцию клиноременного вариатора, определить его основные кинематические и нагрузочные характеристики.

Объект и средства исследования

Лабораторная установка представляет собой клиноременный вариатор с двумя регулируемыми шкивами (рис. 7.1).

Все узлы установки и пульт управления смонтированы на литом основании 1. На валу балансирного электродвигателя 2 закреплен ведущий шкив 3, регулирование которого осуществляется с помощью маховика 4 во время работы вариатора.

Ведомый шкив 5 закреплен на валу барабана 6 колодочного тормоза, который имитирует рабочую нагрузку. Тормозной момент создается прижатием колодок 7 к барабану при вращении маховика 8. Регулирование ведомого шкива осуществляется при помощи пружины.

На шкивы натянут клиновый ремень 9, для натяжения которого ведомый вал перемещается с помощью винта 10 и направляющих 11.

Колодочный узел тормоза и статор электродвигателя имеют возможность поворота вокруг своих осей, при этом они воздействуют на плоские пружины. Измерив величины деформации пружин индикаторами часового типа, можно определить вращающие моменты на валах. Замер вращающих моментов также можно производить с помощью осциллографа, в этом случае тензодатчики присоединяются к осциллографу через усилитель. Для успокоения колебаний статора электродвигателя и тормоза используются жидкостные успокоители.

Замер чисел оборотов ведущего и ведомого валов осуществляется импульсными датчиками коллекторного типа и импульсными счетчиками 12, обеспечивающими отсчет количества импульсов.

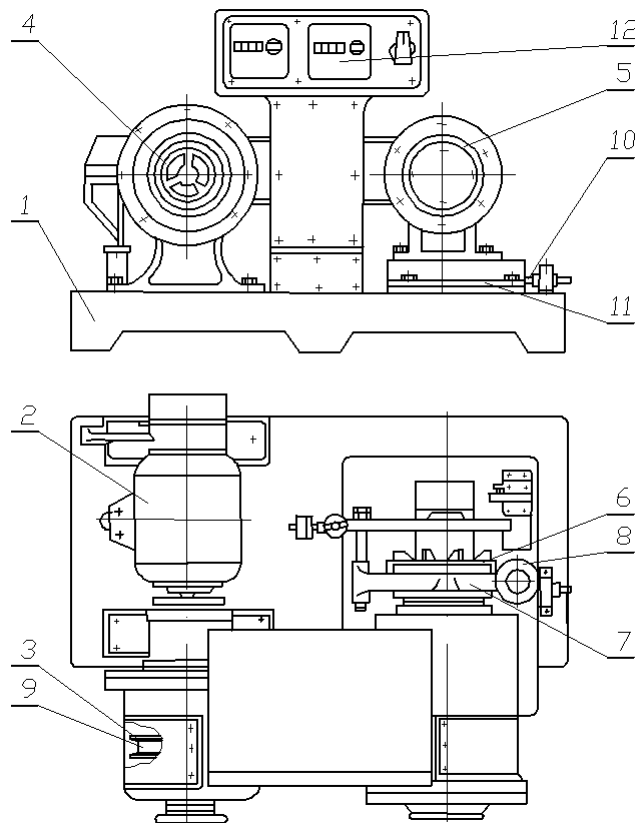


Рис. 7.1. Лабораторный клиноременный вариатор
Порядок выполнения работы

1. Определение основных параметров вариатора в режиме замедления.
 - 1.1. Осмотреть установку, сравнивая ее со схемой на рис. 7.1. С помощью лаборанта убедиться в наличии заземления и необходимого натяжения ремня при отсутствии нагрузки на ведомом шкиве ($T_2 = 0$).
 - 1.2. Включить электродвигатель.
 - 1.3. Установить с помощью маховика 4 диски ведущего шкива 3 на минимальный рабочий диаметр.
 - 1.4. Одновременно включить импульсные счетчики оборотов для ведущего n_1 и ведомого $n_{2\min}$ валов. Снять показания счетчиков за 15 с работы и занести их в табл. 7.1.
 - 1.5. Рассчитать передаточное отношение для холостого хода $i_{xz} = \frac{n_1}{n_{2\min}}$ и занести его в таблицу.
 - 1.6. Рассчитать коэффициент скольжения $\varepsilon = \frac{n_1 - n_{2\min} i_x}{n_1}$ и занести его в таблицу (если счетчики исправны и ошибки при снятии показаний отсутствуют, то ε должен быть равен нулю).
 - 1.7. С помощью маховика 8 плавно нагрузить ведомый шкив вращающим моментом до максимальной величины $T_{2\max}$. Величину момента зафиксировать после прекращения его роста, в числах делений индикатора. Время действия максимального момента $T_{2\max}$ должно быть минимальным, во избежание перегрева ремня при начальном буксовании ведомого шкива. Снять нагрузку, плавно вращая маховик 8 в противоположном направлении.
 - 1.8. Значение момента $T_{2\max}$ занести в таблицу (в числах делений индикатора).
 - 1.9. Выключить двигатель и сделать паузу для охлаждения ремня.
 - 1.10. Включить электродвигатель.
 - 1.11. Нагрузить ведомый шкив моментом $T_2 = 0,6T_{2\max}$ и снять показания индикаторов и счетчиков для ведомого и ведущего шкивов: T_1, T_2, n_1, n_2 . Показания счетчиков снимаются за 15 с.
 - 1.12. Снять нагрузку и выключить электродвигатель.
 - 1.13. Показания приборов занести в таблицу.
 - 1.14. Рассчитать коэффициент относительного скольжения по формуле $\varepsilon = \frac{n_1 - n_2 i_x}{n_1}$.
 - 1.15. Результаты расчетов занести в таблицу.
 - 1.16. Рассчитать передаточное отношение по формуле $i = \frac{n_1}{n_2}$;
 - 1.17. Рассчитать величину коэффициента полезного действия вариатора $\eta = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1}$.
 - 1.18. Результаты расчетов занести в таблицу.

2. Определение основных параметров для режима ускорения.
 - 2.1. Включить электродвигатель.
 - 2.2. С помощью шкива 4 установить ремень на максимальный диаметр d_1 ;
 - 2.3. Повторить пункты 1.4...1.18 для режима ускорения.
3. Рассчитать диапазон регулирования по формуле: $D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}}$ и занести его величину в таблицу.
4. Сравнить результаты испытаний и сделать выводы.

7.1. Результаты измерений и расчетов

Наименование опыта	d_1	d_2	n_1	n_2	i_x	$T_{2\max}$	T_2	T_1	ε	η	Д
Определение параметров вариатора в режиме замедления	$d_{1\min}$	$d_{2\max}$									
Определение параметров вариатора в режиме ускорения	$d_{1\max}$	$d_{2\min}$									
Расчет диапазона регулирования вариатора											

Контрольные вопросы

1. Для какой цели предназначены вариаторы?
2. Как осуществляется регулирование частоты вращения ведомого вала в вариаторах?
3. Назовите основные характеристики фрикционного вариатора?
4. Покажите на рисунке основные элементы лабораторной установки для испытаний клиноременного вариатора.
5. Как измеряются величины скоростей и нагрузок в данной лабораторной работе?
6. Как определить для вариатора: коэффициент скольжения; передаточное отношение; КПД?
7. Что такое диапазон регулирования вариатора?
8. В каких вариаторах имеет место геометрическое скольжение?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов, В.Н. Финогенов. – М. : Высшая школа, 2003.
2. Гузенков П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – М. : Высшая школа, 1986.
3. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М. : Высшая школа, 2007.
4. Иванов, М.Н. Детали машин. Курсовое проектирование / М.Н. Иванов, В.Н. Иванов. – М. : Высшая школа, 1975.
5. Проектирование механических передач /под ред. С.А. Чернавского. – М. : Машиностроение, 1984.
6. Маслов, Г.С. Расчеты колебаний валов : справочное пособие / Г.С. Маслов. – М. : Машиностроение, 1980.