

3314



Министерство образования
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Детали машин,
подъемно-транспортные машины и механизмы»

ДЕТАЛИ МАШИН

Лабораторные работы

Минск 2008

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Детали машин,
подъемно-транспортные машины и механизмы»

ДЕТАЛИ МАШИН

Лабораторные работы
по дисциплинам
«Детали машин и подъемно-транспортные машины»,
«Детали машин и основы конструирования»,
«Прикладная механика»

Под редакцией А.Т. Скойбеды

Минск 2008

УДК 621.8 (076.5)

ББК 34.44я7

Д 38

Составители:

А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, В.Л. Николаенко, В.М. Анохин,
В.В. Бирич, А.Г. Бондаренко, В.Д. Василёнок, А.А. Зенькович,
В.Ф. Калачёв, А.А. Калина, И.М. Комяк, Т.Н. Микулик,
Н.Н. Розанова, В.И. Шпилевский, И.В. Швец

Рецензенты:

В.А. Балицкий, О.Г. Девойно

Д 38 Детали машин: лабораторные работы по дисциплинам «Детали машин и подъемно-транспортные машины», «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика» / сост.: А.Т. Скойбеда [и др.]; под ред. А.Т. Скойбеда. – Минск: БНТУ, 2008. – 136 с.

Данное издание предназначено для студентов, выполняющих лабораторные работы по дисциплинам «Детали машин» и «Прикладная механика». В нем приведены описания лабораторных установок, методика проведения работ, рекомендации по оформлению отчетов и контрольные вопросы

Введение

Данное издание является пособием по дисциплинам «Детали машин и подъемно-транспортные машины» и «Детали машин и основы конструирования» для студентов машиностроительных специальностей и может быть использовано при выполнении лабораторных работ по дисциплине «Прикладная механика».

В настоящее время усилена физико-математическая подготовка студентов, техническое образование приобретает университетскую направленность, в учебные планы введены дисциплины по изучению методов научных исследований и т.д. В связи с этим роль лабораторных работ в учебном процессе существенно возрастает.

Лабораторные занятия следует рассматривать как наиболее действенное практическое средство обучения, в процессе которого студенты должны приобретать навыки для выполнения научных исследований. Поэтому основными задачами лабораторных работ являются экспериментальное подтверждение теоретических выводов, полученных при изучении лекционного материала; развитие навыков, привычек и способностей к самостоятельному выполнению необходимых действий с приборами и установками; приобретение навыка практической оценки результатов опытов; глубокое изучение физической сущности функционирования различных деталей и узлов машин и методик выполнения работ, имеющих различный характер; использование методик обработки опытных данных; обобщение полученных результатов и оценка возможных ошибок.

В издании освещаются методика и порядок выполнения работ, даются описания, чертежи (схемы) установок, приводятся образцы отчетов по каждой работе, кратко рассматриваются теоретические вопросы, практическая проверка которых составляет предмет лабораторных исследований. При этом авторы стремились трактовку и терминологию этих вопросов увязать с действующими стандартами и учебниками по деталям машин. Объем и методика лабораторных работ рассчитаны так, чтобы каждая из них выполнялась в течение двух академических часов. При этом предусматривается предварительная подготовка студентов к выполнению задания.

На ряд вопросов, поставленных в конце каждой работы, в отчетах студенты должны поместить обстоятельные ответы, иллюстрированные необходимыми чертежами, схемами, расчетами.

Методики проведения лабораторных работ разработаны сотрудниками кафедры «Детали машин, подъемно-транспортные машины и механизмы» Белорусского национального технического университета.

Кафедра «Детали машин, подъемно-транспортные машины и механизмы» выражает благодарность студентам автотракторного факультета Петрову Д.А., Хорликову М.Г., Снытко А.В., Павловскому В.С. за помощь в оформлении рукописи данного издания.

МЕТОДИКА ОБРАБОТКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

В практике экспериментальных исследований часто встречаются случаи, когда при одних и тех же условиях не удается получить одинаковые результаты опытов. В результате каждого измерения получается некоторое число. Предсказать, какое именно число получится при выполнении следующего измерения, чаще всего невозможно.

В случае когда результат эксперимента произвольно изменяется от одного наблюдения к другому, о результатах говорят как о случайных величинах. Случайная величина может быть дискретной и непрерывной.

Соотношение, устанавливающее связь между значениями случайной величины и вероятностями этих значений, называют законом распределения случайной величины, который задается какой-либо функциональной зависимостью (функцией распределения случайной величины) или в виде таблицы.

Часто бывает, что нужно описать функцию распределения некоторой случайной величины в общих чертах с помощью одного-двух параметров. Наиболее употребительной и наилучшей мерой, характеризующей значение случайной величины, является среднее значение $M(x)$. Определим среднее значение для непрерывной величины согласно формуле

$$M(x) = \int_{-\infty}^{\infty} x \cdot f(x) dx,$$

где x – случайная величина;

$f(x)$ – функция плотности распределения непрерывной случайной величины.

В случае дискретной случайной величины

$$M(x) = \sum_i p_i \cdot x_i, \quad (1)$$

где p_i – вероятность значения x_i .

Если вероятности всех x_i равны, то

$$p_i = \frac{1}{n},$$

где n – число значений x .

Тогда выражение (1) запишется в следующем виде:

$$M(x) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i.$$

Кроме среднего значения функцию распределения случайной величины можно еще характеризовать параметром, показывающим, насколько широко «разбросаны» значения случайной величины относительно среднего значения.

Наиболее употребляемой мерой, характеризующей рассеивание случайной величины, является дисперсия:

$$D_x = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - M(x))^2.$$

Квадратный корень из дисперсии называется среднеквадратичным или стандартным отклонением:

$$\sigma_x = \sqrt{D_x}.$$

Чтобы сравнить рассеяние различных случайных величин, вычисляют относительное стандартное отклонение или коэффициент вариации

$$v_x = \frac{\sigma_x}{M(x)} \cdot 100\%.$$

Коэффициент вариации характеризует колебательность ряда измерений.

На результат измерения могут оказывать влияние различные факторы. Это влияние проявляется в виде ошибки, которая накладывается на значения измеряемой величины так, что результат измерения представляет собой сумму истинного значения измеряемой величины и ошибки.

Все ошибки принято делить на две большие группы: систематические и случайные.

Случайной называется ошибка Δ , которая изменяется от одного измерения к другому произвольно и в равной степени может быть как положительной, так и отрицательной. Случайная ошибка вызывается чаще всего одновременным действием различных факторов, например: изменением температуры, влажности и давления воздуха, толчками и вибрациями, колебаниями напряжения и частоты питающей сети, люфтами в сочлененных механических деталях и т.п.

Влияние случайных ошибок на результат измерения может быть уменьшено обработкой экспериментальных данных методами теории вероятностей. Если интересующую нас величину измерить несколько раз и вычислить ее среднеарифметическое значение, то случайная погрешность этого среднего значения будет меньше, чем погрешность единичного измерения. Однако если известно, что определяющей является систематическая погрешность, то следует ограничиться единичным измерением. *Систематической* называется погрешность, значение которой при повторных измерениях остается постоянным или изменяется по определенному закону, зависящему от вызывающего ее фактора. К систематическим ошибкам относятся инструментальные ошибки, ошибки, вызванные методикой постановки эксперимента, и др.

Так как при выполнении измерений невозможно определить истинное значение измеряемой величины, в метрологии было введено понятие о ее действительном значении.

Действительным условились называть такое значение измеряемой величины, в котором отсутствуют систематические погрешности, а случайные погрешности сведены к минимуму.

Правильность, характеризуемая систематическими погрешностями, и точность определяют достоверность измерений. Точность определяется случайными погрешностями и оценивается средней погрешностью ряда измерений.

Мерой точности измерений служит относительная ошибка среднего арифметического:

$$\varepsilon_x = \frac{v_x}{\sqrt{\sum n_i}}.$$

Средняя квадратическая погрешность результата измерений или среднего арифметического определяется по формуле

$$S_x = \frac{\sigma_x}{\sqrt{\sum n_i}}.$$

На основании «правила трех сигм» можно заключить, что случайная величина, подчиняющаяся нормальному закону распределения, находится в следующих пределах:

$$x = M(x) \pm 3S_x.$$

В качестве примера рассмотрим расчет погрешности при определении величины тормозного момента. В результате эксперимента было получено восемь значений показаний индикатора. Вычисления приведены в таблице.

№ наблюдения	Показания индикатора	$M(x)$	$M(x)-x_i$	$(M(x)-x_i)^2$
1	82	$M(x) = \frac{\sum x_i}{n} = \frac{641}{8} = 80,125$	-1,875	3,52
2	79		1,125	1,26
3	76		4,125	17
4	80		0,125	0,02
5	78		2,125	4,52
6	73		-2,875	8,26
7	71		-0,875	0,76
8	82		-1,875	3,52
Σ	641			38,86

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{38,86}{7}} = 2,36.$$

$$v_x = \frac{\sigma_x}{M(x)} \cdot 100\% = \frac{2,36}{80,125} \cdot 100 = 2,95\%.$$

$$\varepsilon_x = \frac{v_x}{\sqrt{\sum n_i}} = \frac{2,95}{\sqrt{8}} = \frac{2,95}{2,83} = 1,04\%.$$

$$S_x = \frac{\sigma_x}{\sqrt{\sum n_i}} = \frac{2,36}{\sqrt{8}} = \frac{2,36}{2,83} = 0,835.$$

$$x = 80,125 \pm 3 \cdot 0,835 = 80,125 \pm 2,5.$$

Величина тормозного момента определяется по формуле

$$M_T = M(x) \cdot \mu_x,$$

где $M(x)$ – регистрируемая величина, мм (делений);

μ_x – масштаб величины x (берется из тарировочного графика).

Примем $\mu_x = 1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (деление).

Так как тормозной момент M_T определяется произведением двух величин, которые имеют погрешность измерения, то необходимо оценить общую погрешность.

Среднеквадратическая погрешность масштабного коэффициента для потенциометрических датчиков, тензодатчиков, датчиков угловой скорости обычно не превышает 1–2 %. Примем $\sigma_{\mu_x} = 2\% = 0,02 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Среднюю квадратическую ошибку значений тормозного момента можно определить по формуле

$$\sigma_{M_T} = \sqrt{\left[\frac{\partial M_T}{\partial (M(x))} \right]^2 \cdot \sigma_x^2 + \left(\frac{\partial M_T}{\partial \mu_x} \right)^2 \cdot \sigma_{\mu_x}^2},$$

которую можно переписать в виде

$$\sigma_{M_T} = \sqrt{\mu_x^2 \cdot \sigma_x^2 + M(x)^2 \cdot \sigma_{\mu_x}^2},$$

тогда

$$\sigma_{M_T} = \sqrt{1 \cdot 2,36^2 + 80,125^2 \cdot 0,02^2} = \sqrt{8,13} = 2,85 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таким образом, действительное значение тормозного момента будет отличаться от среднего на величину $3 \cdot S_{M_T}$, где

$$S_{M_T} = \frac{\sigma_{M_T}}{\sqrt{\sum n_i}}$$

и в нашем случае при восьми опытах

$$S_{M_T} = \frac{2,85}{\sqrt{8}} = \frac{2,85}{2,83} \approx 1,$$

тогда

$$M_T = M(x) \cdot \mu_x^0 \pm 3 \cdot S_{M_T} = 80,125 \cdot 1 \pm 3 \cdot 1 = 80,125 \pm 3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Основные правила по охране труда при выполнении лабораторных работ

1. К работе допускаются студенты, изучившие инструкцию по охране труда при выполнении работ в лаборатории, прошедшие инструктаж и расписавшиеся в журнале инструктажа по охране труда.

2. Перед началом работы необходимо ознакомиться с основными правилами по охране труда, изложенными в описании каждой лабораторной работы.

3. Выполнение лабораторных работ осуществляется под руководством и наблюдением преподавателя.

Лабораторная работа № 1

ИСПЫТАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА СДВИГ

Цель работы

1. Теоретическое и экспериментальное определение зависимости сдвигающей силы F_r от момента завинчивания $T_{зав}$.
2. Построение графиков зависимости $F_r = f(T_{зав})$ по теоретическим и экспериментальным данным.

Основные правила по технике безопасности

1. Затягивать гайку болта исследуемого соединения следует плавно, без рывков.
2. При затяжке болта удерживать приспособление с испытуемым соединением от скольжения по столу.
3. Риска на ползуне не должна выходить за пределы нижней риски на пластине.

Общие сведения

В настоящей работе изучается болтовое соединение, нагруженное силой, сдвигающей детали в стыке. Болт установлен в отверстие с зазором Δ (рис. 1.1) и подвергается предварительной затяжке, в результате которой между деталями возникают силы трения, препятствующие сдвигу деталей (раскрытию стыка).

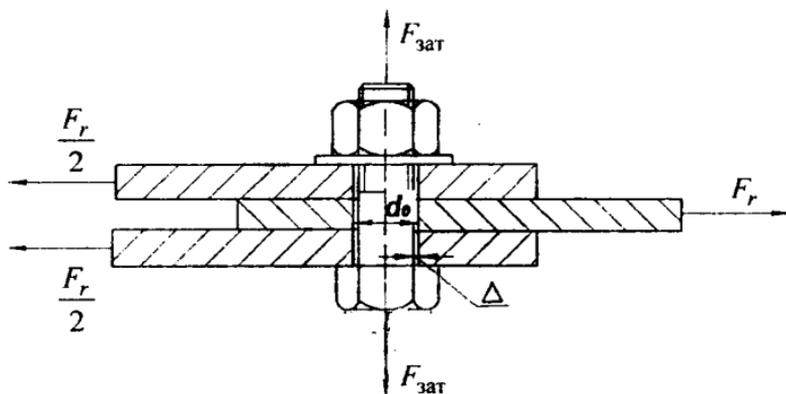


Рис. 1.1. Схема нагружения соединения

Момент заворачивания гайки, который нужно приложить к ключу:

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_T ,$$

где T_p – момент сил трения в резьбе;

T_T – момент сил трения на опорном торце гайки.

В развернутом виде

$$T_{\text{зав}} = \frac{F_{\text{зат}}}{2} [D_{\text{ср}} f_T + d_2 \cdot \text{tg}(\beta + \phi_1)] , \quad (1.1)$$

где f_T – коэффициент трения на торце гайки. Для условий опыта (сравнительно гладкие поверхности торца гайки и детали при наличии следов смазки) можно принять $f_T = 0,2$;

β – угол подъема винтовой линии на среднем диаметре, определяемый по уравнению

$$\text{tg}\beta = \frac{p}{\pi d_2} , \quad \beta = \text{arctg}\left(\frac{p}{\pi d_2}\right) .$$

Здесь p и d_2 соответственно шаг и средний диаметр резьбы, для опыта принимаемые из табл. 1.1.

Таблица 1.1

Геометрические параметры резьбы (ГОСТ 24705-81)

Диаметр резьбы d , мм	Шаг p , мм	Средний диаметр d_2 , мм	Внутренний диаметр d_1 , мм	Внутренний диаметр болта по дну впадины d_3 , мм
1	2	3	4	5
12	1,75	10,863	10,106	9,853
	1,5	11,026	10,376	10,160
	1,0	11,350	10,917	10,773
14	2,0	12,701	11,835	11,546
	1,5	13,026	12,376	12,160
	1,0	13,350	12,917	12,773
16	2,0	14,701	13,835	13,546
	1,5	15,026	14,376	14,160
	1,0	15,350	14,917	14,773

1	2	3	4	5
18	2,5	16,376	15,294	14,933
	1,0	17,350	16,917	16,773
20	2,5	18,376	17,294	16,933
	1,0	19,350	18,917	18,773

Средний диаметр опорной кольцевой площадки

$$D_{\text{cp}} = \frac{D_1 + d_0}{2}.$$

Здесь D_1 – наружный диаметр опорного торца гайки, равный размеру зева ключа;

d_0 – диаметр отверстия под болт (см. рис. 1.1). D_1 и d_0 следует получить непосредственным измерением.

Приведенный коэффициент трения в резьбе

$$f_1 = \frac{f_p}{\cos(\alpha/2)},$$

где f_p – действительный коэффициент трения в резьбе. Для условий опыта принять $f_p = 0,15$. Угол профиля метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$. Приведенный угол трения $\varphi_1 = \text{arctg } f_1$.

Наименьшая сила затяжки определяется по уравнению

$$F_{\text{зат}} = \frac{F_r}{f_0 \cdot i}, \quad (1.2)$$

где F_r – сдвигающая сила (см. рис. 1.1);

f_0 – коэффициент трения между соединяемыми деталями; его можно принять 0,15...0,2 при шероховатости поверхностей $Ra = 2,5$ со следами смазки;

i – число стыков (поверхностей трения).

Сопоставляя уравнения (1.1) и (1.2), получим

$$F_r = \frac{2f_0 \cdot i \cdot T_{зав}}{D_{ср} f_T + d_2 \operatorname{tg}(\beta + \varphi_1)} \quad (1.3)$$

или иначе

$$F_r = c T_{зав},$$

где $c = \frac{2f_0 \cdot i}{D_{ср} f_T + d_2 \operatorname{tg}(\beta + \varphi_1)}$ – постоянная величина для заданных условий опыта. Таким образом, $F_r = f(T_{зав})$ является линейной зависимостью.

На величину момента завинчивания $T_{зав}$ существенное влияние оказывают коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки. Эти коэффициенты зависят от материала трущихся поверхностей и их шероховатости, наличия смазки и загрязнений и т.д. Поэтому теоретическое значение $T_{зав}$ не всегда отвечает его действительной величине, определяемой экспериментальным путем.

В практике знание величины $T_{зав}$ часто необходимо, например, для проектирования и настройки динамометрических ключей.

Для предотвращения остаточных деформаций, которые могут возникнуть в стержне болта, необходимо ограничить силу затяжки. Эта сила определяется исходя из условия прочности стержня болта на одновременное растяжение и скручивание по уравнению

$$F_{зат} = \frac{\pi \cdot d_3^2 \cdot [\sigma]_p}{4 \cdot 1,3}. \quad (1.4)$$

Для болта, изготовленного из стали Ст 3, принимаем $\sigma_T = 220$ МПа, коэффициент безопасности $n = 2$ и $1,3$ – коэффициент, учитывающий скручивание тела болта.

Тогда допускаемое напряжение

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{220}{2} = 110 \text{ МПа.}$$

Для болта М16 $d_3 = 14,160$ мм (см. табл. 1.1):

$$[F_{\text{зат}}] = \frac{3,14 \cdot 14,16^2 \cdot 110}{4 \cdot 1,3} = 17860 \text{ Н.}$$

Этому значению $[F_{\text{зат}}]$ отвечает максимально допустимый момент закручивания, определяемый по уравнению (1.1).

Экспериментальное значение силы F_r может быть определено по уравнению

$$F_r = 30,2 \cdot n, \quad (1.5)$$

где $30,2 \frac{\text{Н}}{\text{деление}}$ – тарировочный коэффициент, получаемый при деформировании пружины на силоизмерительной машине;
 n – число делений индикатора динамометра.

Описание установки

Для исследования болтового соединения применяются испытательная машина ДМ 30 М (рис. 1.2) и приспособление ДМ 23 М с болтовым соединением, установленным на столе машины.

Машина имеет механизм установочного (ускоренного) сближения наконечника 1, закрепленного на динамометрическом кольце 3, с упором 8, закрепленным в колодке приспособления ДМ 23 М. Механизм состоит из маховика 6, винтовой пары 4, смонтированной в поперечине 5, и штока 7, с которым динамометр соединен при помощи захвата и болта.

Нагружение болтового соединения производится посредством червячного редуктора 10 и грузового винта 11 поворотом маховика 12. Приспособление ДМ 23 М состоит из основания, двух щек 13, болта с гайкой 15, ползуна 14 и упора 8.

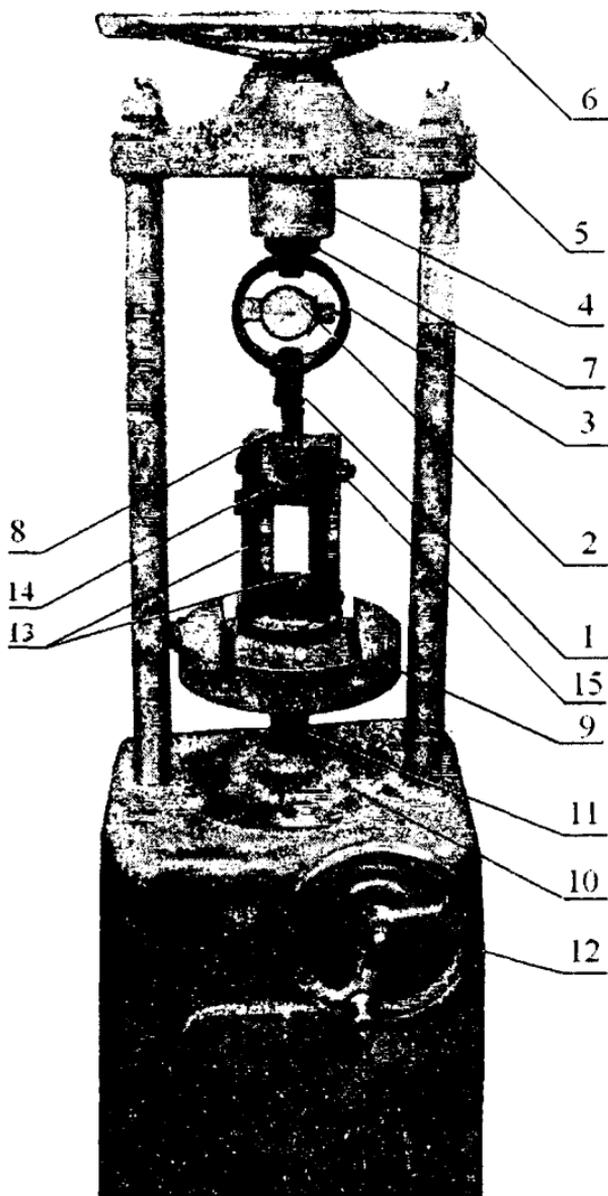


Рис. 1.2. Испытательная машина ДМ30М:

- 1 – наконечник; 2 – индикатор; 3 – кольцо динамометрическое;
 4 – винтовая пара; 5 – поперечина; 6 – маховик ускоренного сближения; 7 – шток;
 8 – упор приспособления; 9 – стол подвижный; 10 – редуктор червячный;
 11 – винт грузовой; 12 – маховик нагрузителя; 13 – щеки; 14 – колодка (ползун);
 15 – болт стяжной с гайкой

В начальном положении ползун устанавливается так, чтобы его риска совпадала с верхней риской пластины. Опускание ползуна ниже нижней риски на пластине недопустимо, так как при этом выбирается зазор Δ и болт будет работать на срез.

Для завинчивания гайки применяется динамометрический ключ с предельным моментом $T_{зав} = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Порядок выполнения работы

1. По указанию преподавателя подобрать болт для испытуемого соединения.

2. Измерить наружный диаметр болта. Результат измерения согласовать с ГОСТ 24705-81 и записать в табл. 1.4 отчета.

3. Измерить наружный диаметр опорного торца гайки D_1 и диаметр отверстия под болт d_0 . Результаты измерений занести в табл. 1.4 отчета.

4. Записать в табл. 1.4 отчета исходные данные для теоретического определения силы сдвига F_r .

5. По формуле (1.3) вычислить значения силы F_r при $T_{зав} = 20; 30; 40; 50; 60; 70; 80 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Результаты расчетов занести в табл. 1.2 отчета.

6. По полученным данным построить график зависимости $F_r = f(T_{зав})$.

7. Собрать приспособление ДМ 23 М, установив болт ранее принятого размера.

8. Затянуть гайку болта динамометрическим ключом. Момент затяжки $T_{зав} = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Рукоятку ключа поворачивать плавно и непрерывно до показания на шкале принятого момента затяжки.

9. Вращением маховика b (см. рис. 1.2) выбрать установочный зазор.

10. Нагрузить соединение. С этой целью маховик 12 (см. рис. 1.2) вращать до тех пор, пока стрелка индикатора не остановится, а затем быстро переместится в обратном направлении.

В этот момент сила сдвига F_r и силы трения в стыках уравновешиваются, происходит раскрытие стыка и соединение не воспринимает нагрузку, превышающую силу трения покоя. Показания индикатора, соответствующие $T_{зав} = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}$, занести в табл. 1.3 отчета.

11. Без снятия предыдущей затяжки повторить действия, указанные в пп. 8, 9 и 10, но при $T_{зав} = 30; 40; 50; 60; 70; 80 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Результаты опыта занести в табл. 1.3 отчета.

12. По формуле (1.5) вычислить значения F_r .

Результаты вычислений занести в табл. 1.3 отчета.

13. По полученным данным построить график зависимости $F_r = f(T_{зав})$.

Лабораторная работа № 1

**ИСПЫТАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ,
РАБОТАЮЩЕГО НА СДВИГ**

- Цель работы:
1. Теоретическое и экспериментальное определение зависимости сдвигающей силы F_r от момента заворачивания $T_{зав}$.
 2. Построение графиков зависимости $F_r = f(T_{зав})$ по теоретическим и экспериментальным данным.

Работу выполнил: Ф.И.О.
группа
Работу принял:

Схема нагружения соединения

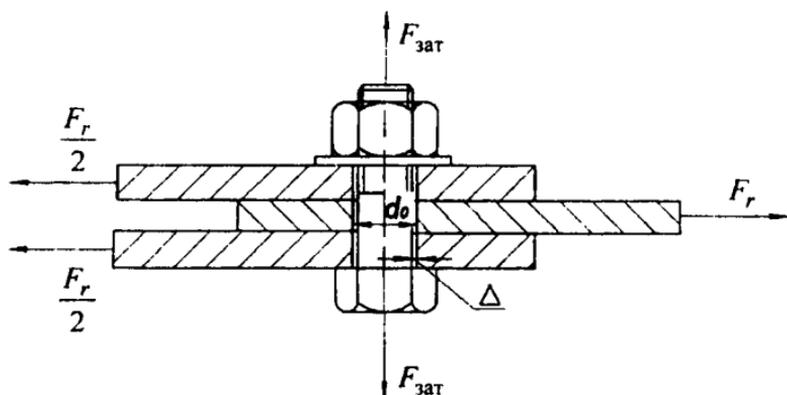


Таблица 1.2

Результаты расчета силы F_r по формуле (1.3)

$T_{зав}, \text{Н}\cdot\text{м}$	20	30	40	50	60	70	80
$F_r, \text{Н}$							

Таблица 1.3

Результаты расчета силы F_r
по экспериментальной зависимости (1.5)

$T_{зав}, \text{Н}\cdot\text{м}$	20	30	40	50	60	70	80
$n, \text{дел.}$							
$F_r, \text{Н}$							

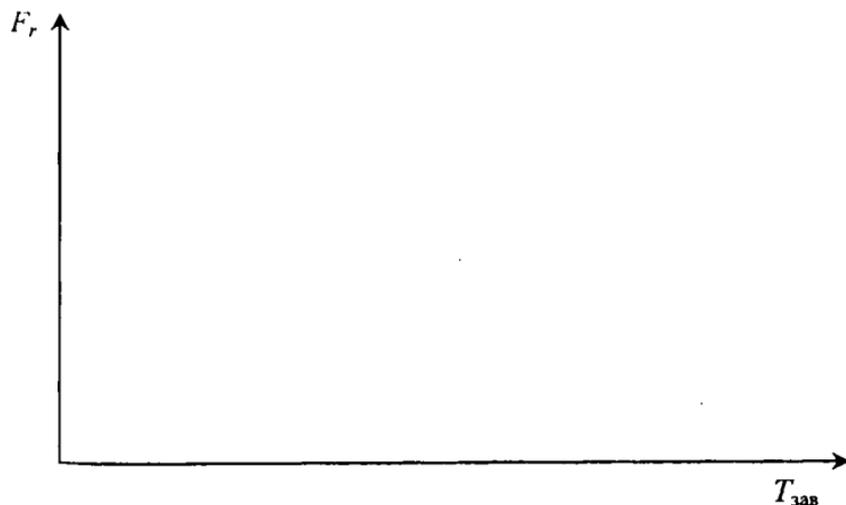
Таблица 1.4

Исходные данные для теоретического определения силы
сдвига F_r по формуле (1.3)

Наружный диаметр резьбы болта, мм	d
Средний диаметр резьбы болта, мм	d_2
Внутренний диаметр резьбы болта по дну впадины, мм	d_3

Шаг резьбы, мм	p
Угол подъема винтовой линии, градус	β
Угол профиля резьбы, градус	α
Коэффициент трения на стыке деталей	f_0
Действительный коэффициент трения в резьбе	f_p
Коэффициент трения на торце гайки	f_r
Приведенный коэффициент трения в резьбе	$f_1 = \frac{f_p}{\cos(\alpha/2)}$
Приведенный угол трения, градус	$\varphi_1 = \text{arctg } f_1$
Средний диаметр опорной кольцевой площадки, мм	$D_{cp} = \frac{D_1 + d_0}{2}$
Наружный диаметр опорного торца гайки, мм	D_1
Диаметр отверстия под болт, мм	d_0

График зависимости $F_r = f(T_{зав})$
по теоретическим и экспериментальным данным



Контрольные вопросы

1. Почему для крепежных изделий (болтов, винтов) применяются резьбы с треугольным профилем?
2. Как производится расчет болтов, нагруженных силой затяжки и крутящим моментом затяжки?
3. Как выражается условие нераскрытия стыка соединения, нагруженного поперечными силами (болты поставлены с зазором)?
4. Какова зависимость между осевой силой на винте и силой, момент которой скручивает винт?
5. Каково условие самоторможения винтовых пар?

Лабораторная работа № 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ В РЕЗЬБЕ И НА ТОРЦЕ ГАЙКИ

Цель работы

1. Определение коэффициента трения в резьбе f_p .
2. Построение графика зависимости f_p от среднего давления на витках резьбы P_p .
3. Определение коэффициента трения на торце гайки f_t .
4. Построение графика зависимости f_t от удельного давления на торце гайки P_t .
5. Установление зависимости $F_{зат} = f(T_{зав})$.

Основные правила по технике безопасности

1. Торсионный динамометрический ключ вращать плавно, без перекосов, остановок и рывков.
2. Наибольшая сила для динамометрической пружины не должна превышать $4 \cdot 10^4$ Н; наибольший момент на торсионном динамометрическом ключе не должен превышать $78,4 \cdot 10^8$ Н·мм; наибольшее суммарное усилие на двух рукоятках торсионного динамометрического ключа не должно превышать 320 Н.

Общие сведения

Момент завинчивания гайки $T_{зав}$ преодолевает момент сил трения в резьбе T_p и на торце гайки T_t :

$$T_{зав} = T_p + T_t.$$

В развернутом виде уравнение имеет вид

$$T_{зав} = \frac{F_{зат}}{2} [D_{ср} f_t + d_2 \operatorname{tg}(\beta + \varphi_1)],$$

где $F_{зат}$ – сила затяжки, Н (см. рис. 1.1 лабораторной работы № 1);

$D_{ср}$ – средний диаметр опорной кольцевой площадки, мм;

f_t – коэффициент трения на торце гайки;

d_2 – средний диаметр резьбы;

β – угол подъема винтовой линии, градус;

φ_1 – приведенный угол трения в резьбе, градус.

В приспособлении для нагружения болтов под гайкой установлен упорный шарикоподшипник, момент трения в котором незначительный, поэтому $T_{зав} \approx T_p$. В таком случае возникающее в результате затяжки болта осевое усилие $F_{зав}$ и момент T_p связаны уравнением

$$T_p = F_{зав} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \varphi_1). \quad (2.1)$$

Здесь $\operatorname{tg}\beta = \frac{p}{\pi d_2}$, где p – шаг резьбы, мм.

Из уравнения (2.1) определяем приведенный угол трения в резьбе:

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg} \frac{2T_p}{F_{зав} \cdot d_2} - \beta. \quad (2.2)$$

Приведенный коэффициент трения в резьбе

$$f_1 = \operatorname{tg}\varphi_1. \quad (2.3)$$

Приведенный коэффициент трения f_1 и действительный коэффициент трения в резьбе f_p связаны зависимостью

$$f_1 = \frac{f_p}{\cos \frac{\alpha}{2}}.$$

Угол профиля метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$. Поэтому коэффициент трения в резьбе

$$f_p = 0,886 f_1. \quad (2.4)$$

При испытании со специальной втулкой упорный шарикоподшипник в приспособлении не работает. Момент трения на торце гайки определяется как разность момента завинчивания и момента сил трения в резьбе:

$$T_T = T_{зав} - T_p. \quad (2.5)$$

Известно, что

$$T_T = F_{\text{зат}} \cdot f_T \frac{D_{\text{ср}}}{2},$$

отсюда коэффициент трения на торце гайки

$$f_T = \frac{2T_T}{F_{\text{зат}} \cdot D_{\text{ср}}}. \quad (2.6)$$

Средний диаметр опорной кольцевой площадки

$$D_{\text{ср}} = \frac{D_1 + d_0}{2},$$

где D_1 – наружный диаметр опорного торца гайки, равный размеру зева ключа, мм;

d_0 – внутренний диаметр опорной поверхности, равный отверстию под болт или диаметру отверстия в шайбе, мм.

Допускаемая сила затяжки болта определяется по уравнению

$$[F_{\text{зат}}] = \frac{\pi \cdot d_3^2 \cdot [\sigma_p]}{4 \cdot 1,3}, \quad (2.7)$$

где d_3 – внутренний диаметр болта по дну впадины, мм;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение, МПа;

1,3 – коэффициент, учитывающий скручивание тела болта.

Для болта, изготовленного из стали Ст 3, принимаем $\sigma_T = 220$ МПа и коэффициент безопасности $n = 2$, тогда

$$[\sigma_p] = \frac{220}{2} = 110 \text{ МПа}.$$

Среднее давление на витках резьбы

$$P_p = \frac{4F_{\text{зат}}}{\pi(d^2 - d_1^2)z} = \frac{4F_{\text{зат}}P}{\pi(d^2 - d_1^2)H}, \quad (2.8)$$

где z – число витков резьбы по высоте гайки;

H – высота гайки.

$$P_{\tau} = \frac{4F_{\text{зат}}}{\pi(D_1^2 - d_0^2)} \quad (2.9)$$

Описание установки

Установка состоит из приспособления для нагружения болтов (рис. 2.1) и торсионного динамометрического ключа.

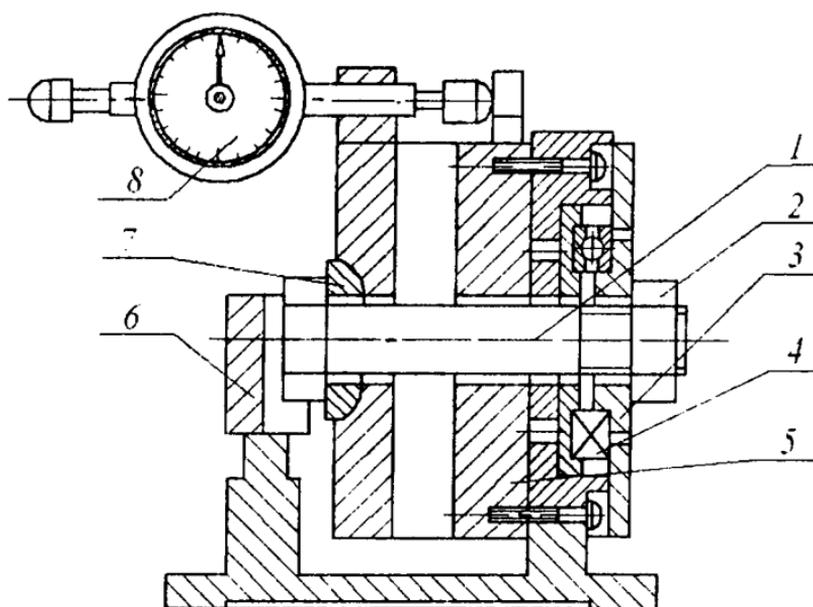


Рис. 2.1. Приспособление для нагружения болтов:
 1 – болт испытуемый; 2 – гайка; 3 – втулка сменная;
 4 – шарикоподшипник упорный; 5 – динамометрическая пружина;
 6 – сухарь стопорный; 7 – шайба сферическая; 8 – индикатор

Испытуемый болт 1 устанавливается в приспособление для нагружения болтов (см. рис. 2.1). Затяжка гайки 2 испытуемого болта производится торсионным динамометрическим ключом. Крутящий момент измеряется индикатором. В корпусе приспособления помещена динамометрическая пружина 5, позволяющая определить силу на болте по его деформации. Усилие затяжки болта 1 передается

динамометрической пружине 5 через сферическую шайбу 7. Деформация измеряется с помощью индикатора 8. Для предотвращения возможности поворота болта устанавливается стопорный сухарь 6.

При определении коэффициента трения в резьбе гайка 2 опирается через втулку 3 и упорный шарикоподшипник 4 на динамометрическую пружину. Таким образом трение на торце гайки исключается.

При определении коэффициента трения на торце гайки втулка 3 заменяется другой специальной втулкой. В этом случае упорный шарикоподшипник не работает.

Порядок выполнения работы

1. Выбрать исследуемый болт.
2. Измерить наружный диаметр болта d , шаг резьбы p , высоту гайки H , наружный диаметр опорной поверхности гайки D_1 , диаметр отверстия под болт d_0 . Результаты занести в табл. 2.1 отчета.
3. Внутренний диаметр резьбы d_1 , средний диаметр d_2 и внутренний диаметр болта по дну впадины d_3 принять по табл. 1.1 лабораторной работы № 1.
4. Вычислить допустимую силу затяжки болта $[F_{зат}]$ по формуле (2.7).
5. Вычислить значения этой силы:

$$0,25[F_{зат}]; \quad 0,5[F_{зат}]; \quad 0,75[F_{зат}]$$

и записать их в табл. 2.2 и 2.3 отчета.

6. Задать предварительный натяг индикатора в 1,5...2 оборота и установить его большую стрелку на нулевое деление.

7. Установить болт в прибор, завернуть гайку от руки до устранения осевого люфта, что контролируется по стрелке индикатора 8 (см. рис. 2.1) на установке.

Примечание. В результате тарировки динамометрической пружины и торсионного динамометрического ключа установлены следующие тарировочные коэффициенты:

$$\mu_n = 350 \frac{H}{1 \text{ деление индикатора}} \text{ для динамометрической пружины;}$$

$$\mu_k = 225 \frac{H \cdot \text{мм}}{1 \text{ деление индикатора}} \text{ для динамометрического ключа.}$$

Таким образом, сила затяжки $F_{\text{зат}} = 350 \cdot n_1$, Н, и момент на динамометрическом ключе $T_{\text{зав}} = 225 \cdot n_2$, Н·мм. Здесь n_1 и n_2 – соответственные числа делений индикаторов δ (см. рис. 2.1) и динамометрического ключа.

8. Определить число делений n_1 индикатора δ (см. рис. 2.1) по значениям силы затяжки и тарировочному коэффициенту μ_1 . Результаты записать в табл. 2.2 отчета.

9. Затянуть болт динамометрическим ключом последовательно до четырех значений силы затяжки. Записать числа делений индикатора торсионного ключа в табл. 2.2 отчета.

10. Определить величину $T_{\text{зав}} = 225 \cdot n_2$. Результаты записать в табл. 2.2 отчета.

11. По полученным данным построить график зависимости силы затяжки $F_{\text{зат}}$ от момента завинчивания $T_{\text{зав}}$.

12. По формуле (2.3) для каждого значения силы затяжки и момента завинчивания $T_{\text{зав}} = T_p$ вычислить приведенный угол трения в резьбе φ_1 и записать в табл. 2.2 отчета.

13. Вычислить приведенный коэффициент трения f_1 по формуле (2.3) и коэффициент трения в резьбе f_p по формуле (2.4). Результаты записать в табл. 2.2 отчета.

14. Вычислить среднее значение давления P_p на витках резьбы по уравнению (2.8) и записать в табл. 2.2 отчета.

15. По полученным данным построить график зависимости коэффициента трения в резьбе f_p от удельного давления P_p .

16. При испытании со специальной втулкой вычислить момент трения на торце гайки по уравнению

$$T_{\tau} = T_{\text{зав}} - T_p.$$

Значения T_p получены в предыдущем опыте.

17. По формуле (2.6) вычислить значения коэффициента трения f_{τ} на торце гайки и записать в табл. 2.3 отчета.

18. По формуле (2.9) вычислить давление на торце гайки P_{τ} . Результаты занести в табл. 2.3 отчета.

19. Построить график зависимости коэффициента трения на торце гайки от давления $f_{\tau} = f(P_{\tau})$.

Лабораторная работа № 2

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ,
В РЕЗЬБЕ И НА ТОРЦЕ ГАЙКИ**

- Цель работы:
1. Определение коэффициента трения в резьбе.
 2. Построение графика зависимости f_p от удельного давления на витках резьбы P_p .
 3. Определение коэффициента трения на торце гайки f_t .
 4. Построение графика зависимости f_t от удельного давления на торце гайки P_t .
 5. Определение влияния смазки на числовые значения коэффициентов трения в резьбе f_p и на торце гайки f_t .
 6. Установление зависимости $F_{\text{зат}} = f(T_{\text{зав}})$.

Работу выполнил: Ф.И.О.
группа
Работу принял:

Характеристика испытуемого болта

Наружный диаметр резьбы болта, мм	d
Шаг резьбы, мм	p
Внутренний диаметр резьбы болта, мм	d_1
Средний диаметр резьбы болта, мм	d_2
Внутренний диаметр резьбы болта по дну впадины, мм	d_3
Угол подъема винтовой линии резьбы, градус	β
Высота гайки, мм	H
Наружный диаметр опорного торца гайки, мм	D_1
Диаметр отверстия под болт, мм	d_0
Допускаемая сила затяжки болта, Н	$[F_{зат}]$

Испытание затяжки болта без трения на торце гайки
(с шарикоподшипником)

Параметры	Опытные данные			
	0,25 $[F_{зат}]$	0,5 $[F_{зат}]$	0,75 $[F_{зат}]$	$[F_{зат}]$
Сила затяжки $F_{зат}$, Н				
Число делений n_1 индикатора динамометрической пружины				
Число делений n_2 индикатора динамометрического ключа				
Момент на динамометрическом ключе (момент в резьбе) $T_{зав} = T_p = 225 \cdot n_2$				
Приведенный угол трения φ_1 в резьбе по формуле (2.2)				
Приведенный коэффициент трения f_1 в резьбе по формуле (2.3)				
Коэффициент трения в резьбе f_p по формуле (2.4)				
Среднее значение P_p на витках резьбы по формуле (2.8)				

Испытание затяжки болта с трением на торце гайки
(с применением специальной втулки)

Параметры	Опытные данные			
	0,25 [$F_{зат}$]	0,5 [$F_{зат}$]	0,75 [$F_{зат}$]	[$F_{зат}$]
Сила затяжки $F_{зат}$, Н				
Число делений n_1 индикатора динамометрической пружины				
Число делений n_2 индикатора динамометрического ключа				
Момент на динамометрическом ключе (момент в резьбе) $T_{зав} = T_p = 225 \cdot n_2$				
Момент трения в резьбе T_p по формуле (2.1), Н·м				
Момент трения на торце гайки T_7 по формуле (2.5), Н·м				
Коэффициент трения на торце гайки по формуле (2.6)				
Среднее давление на торце гайки по формуле (2.9), МПа				

График зависимости силы затяжки от момента на ключе

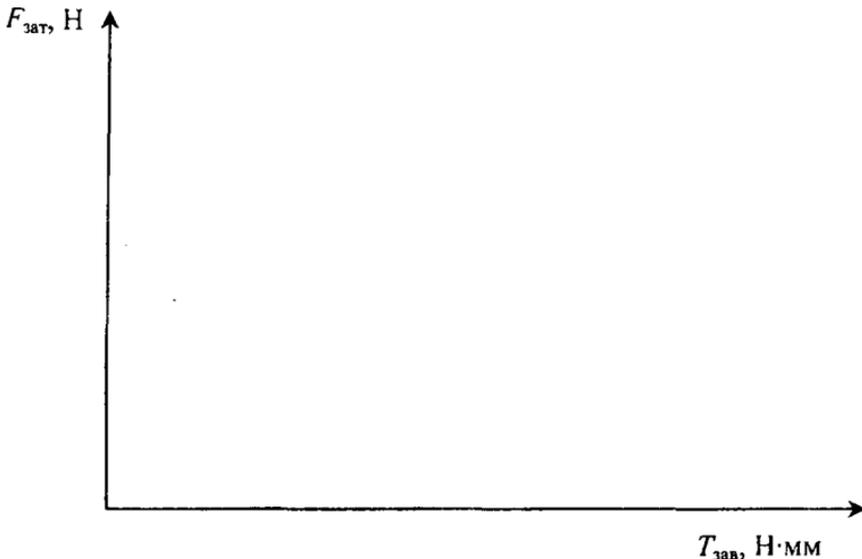


График зависимости коэффициентов трения от удельного давления



Контрольные вопросы

1. Какова зависимость между осевой силой на болте и моментом завинчивания?
2. Почему для крепежных деталей применяются резьбы с трехугольным профилем?
3. Как смазка влияет на коэффициент трения в резьбе и на торце гайки?
4. Каково среднее значение коэффициента трения в резьбе?
5. Каково среднее значение коэффициента трения на торце гайки?

УПРУГОЕ СКОЛЬЖЕНИЕ ВО ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Цель работы

1. Исследование кинематики лобовой фрикционной передачи.
2. Построение графика зависимости $\varepsilon = f(T_2)$.

Основные правила по технике безопасности

1. Включение установки производить с разрешения преподавателя.
2. Прибор должен подключаться к выпрямителю, а выпрямитель – к сети.
3. После окончания работы установку отключить.

Общие сведения

В любой фрикционной передаче неизбежно упругое скольжение роликов. В результате скольжения происходит отставание ведомого ролика от ведущего. Это отставание зависит от упругих свойств материалов роликов и величины передаваемой нагрузки, причем с увеличением нагрузки и уменьшением модулей упругости материалов роликов отставание, а следовательно, упругое скольжение растут, и при некотором значении нагрузки имеет место полное скольжение, называемое буксованием. В результате упругого скольжения изменяется передаточное отношение передачи, происходит нагревание и износ роликов, понижается КПД передачи.

Величина упругого скольжения при заданной передаваемой нагрузке оценивается коэффициентом упругого скольжения, определяемым по уравнению

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{V_2}{V_1} = 1 - \frac{R_2 n_2}{R_1 n_1}, \quad (3.1)$$

где V_1 и V_2 – линейные скорости диска 1 и ролика 2 (рис. 3.1);

R_1 – расстояние точек касания ролика до оси диска;

$R_2 = 27,5$ мм – радиус ролика;

n_1 и n_2 – частоты вращения соответственно диска и ролика.

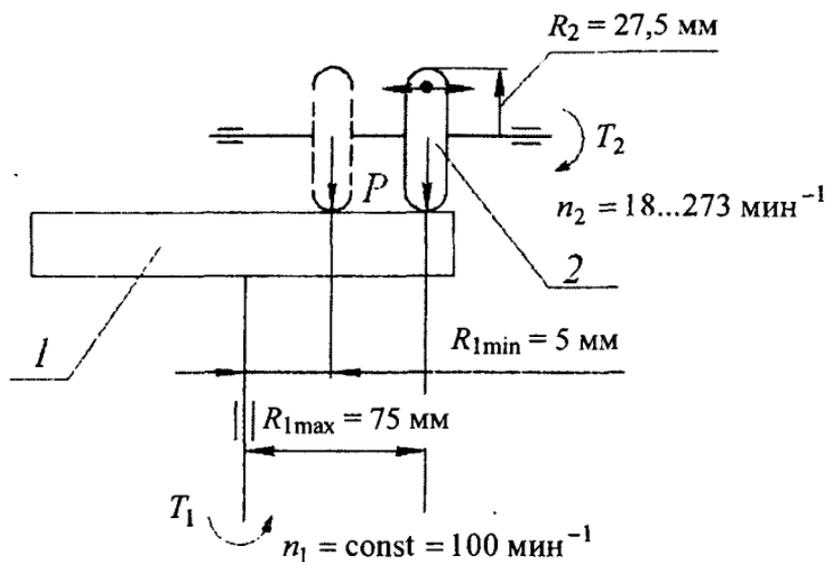


Рис. 3.1. Схема лобового фрикционного вариатора

Передаточное отношение передачи с учетом упругого скольжения

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1(1 - \epsilon)}$$

Описание установки

Опыт выполняется на установке ДПІАТО (рис. 3.2).

Установка состоит из балансирного электродвигателя 4, червячной передачи 8, лобового вариатора, состоящего из диска 7 и ролика 10, нагрузочного устройства 5 (тормоз). Управление установкой расположено на панели 13 и состоит:

- а) из счетчика импульсов 17 для определения частоты вращения электродвигателя;
- б) счетчика импульсов 19 для определения частоты вращения ролика 10;
- в) сигнальной лампочки для контроля подключения прибора в сеть;
- д) тумблера 15 включения электродвигателя;
- е) ручки 16 для регулировки частоты вращения электродвигателя;
- ж) тумблера 21 включения нагрузочного устройства 5;
- к) ручки 22 для регулировки нагрузки на ведомом валике 11.

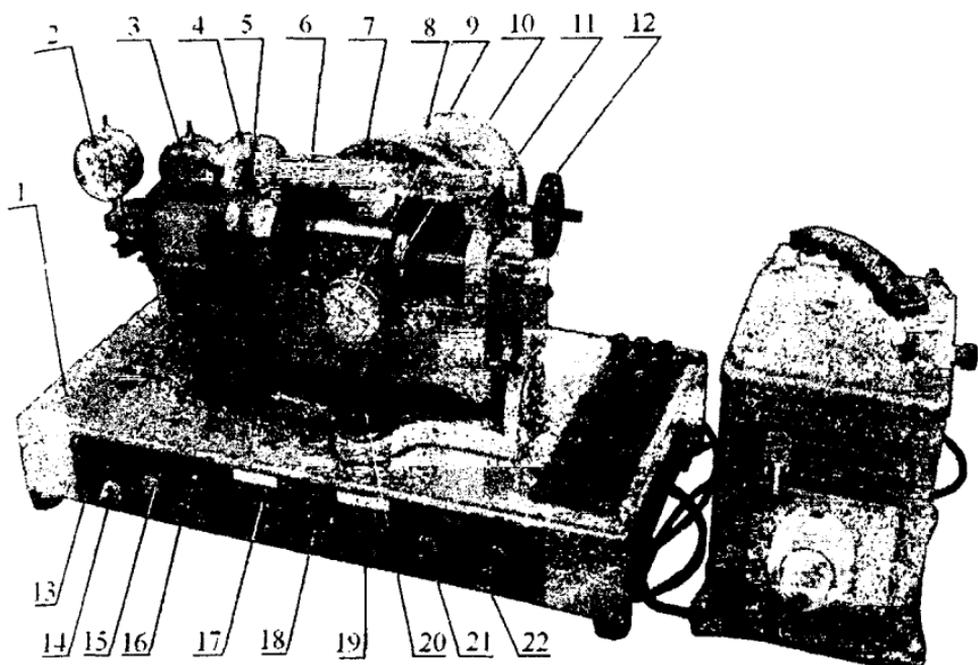


Рис. 3.2. Установка ДПАТО с выпрямителем:

- 1 – основание; 2, 3, 9 – индикаторы; 4 – электродвигатель; 5 – тормоз порошковый; 6 – рамка качающаяся; 7 – диск вариатора; 8 – редуктор червячный ($U = 10$); 10 – ролик вариатора; 11 – ведомый валик; 12 – маховичок; 13 – панель управления; 14 – тумблер включения сети; 15 – тумблер включения электродвигателя; 16 – ручка регулирования скорости вращения электродвигателя; 17, 19 – счетчики импульсов электродвигателя и ролика; 18 – тумблер включения счетчиков; 20 – винт подъемный; 21 – тумблер включения нагрузочного устройства; 22 – ручка регулирования нагрузки

При включении тумблера 18 одновременно начинают работать оба счетчика.

В комплект установки входят три сменных диска 7, имеющих рабочие поверхности из стали, текстолита и резины.

На ведущем валике червячной передачи 8 закреплен одноимпульсный датчик, а на качающейся рамке 6 – трехимпульсный датчик, предназначенные для определения частот вращения электродвигателя 4 и ролика 10.

При передаточном числе червячной передачи $u = 10$ частота вращения диска 7

$$n_1 = \frac{n_{\text{дв}}}{10} = \frac{z_{\text{дв}}}{10},$$

где $n_{\text{дв}}$ — частота вращения электродвигателя;

$z_{\text{дв}}$ — число импульсов датчика частоты вращения электродвигателя, отсчитываемое по счетчику 19.

Частота вращения ролика определяется отношением

$$n_2 = \frac{z_p}{3},$$

где z_p — число импульсов датчика частоты вращения ролика, отсчитываемое по счетчику 17.

z_p и $z_{\text{дв}}$ рекомендуется определять за время, равное одной минуте.

Измерение моментов T_1 на валике электродвигателя, T_2 на валике ролика и силы P прижима ролика и диска (см. рис. 3.1 и 3.2) производится с помощью индикаторов 2, 3 и 9 посредством плоских, предварительно протарированных пружин.

Прижим ролика 10 к диску 7 осуществляется подъемным винтом 20 и пружиной, закрепленной в качающейся рамке 6.

Для радиального перемещения ролика по диску с целью получения разных частот вращения ролика служат ведомый валик 11 и маховичок 12 (см. рис. 3.2).

Порядок выполнения работы

1. Установить ведущий диск.
2. Установить ролик 10 с помощью маховичка 12 и шкалы так, чтобы передаточное отношение фрикционной передачи было $i = 1$ ($R_1 = 27,5$ мм) (см. рис. 3.1).
3. Прижать ролик 10 к диску 7 с помощью гайки 20 подъемного винта. Силу прижатия принять равной 50 Н (50 делений индикатора).
4. Повернуть ручку 16 в крайнее левое положение, что соответствует номинальной частоте вращения двигателя $n_{\text{дв}} = 1000$ мин⁻¹ при $T_2 = 0$ (холостой ход).

Крайнее левое положение ручки сохранять в течение всего опыта.

5. Повернуть ручку 22 в крайнее левое положение, что соответствует моменту на валике ролика $T_2 = 0$.

6. Тумблером 14 включить прибор в сеть.

7. Тумблером 15 включить электродвигатель.

8. Тумблером 21 включить нагрузочное устройство.

9. Прогреть нагрузочное устройство 5 в течение пяти минут, плавно увеличивая момент поворотом ручки 22. После прогрева ручку 22 вернуть в крайнее левое положение ($T_2 = 0$).

10. Настроить индикаторы 2 и 3 на нулевую отметку шкалы при работающем двигателе.

11. Нажатием кнопок установить нулевые показания счетчиков импульсов 17 и 19.

12. При моменте $T_2 = 0$ включить счетчики 17 и 19 на одну минуту. Показания счетчиков заносятся в табл. 3.1 отчета.

13. Повторить действия, указанные в пунктах 11 и 12, но для моментов $T_2 = 100, 200, 300, 400, 500$ Н·мм. Для определения величин моментов T_2 по показаниям индикатора воспользуемся тарифовочным графиком (рис. 3.3).

14. По данным табл. 3.1 отчета и формуле (3.1) определить коэффициенты упругого скольжения ϵ .

15. Построить график $\epsilon = f(T_2)$.

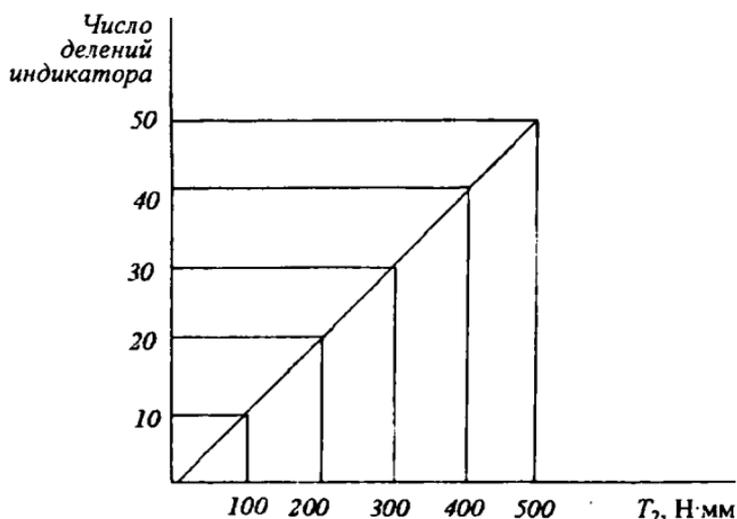


Рис. 3.3. Тарифовочный график

Лабораторная работа № 3

**УПРУГОЕ СКОЛЬЖЕНИЕ
ВО ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧЕ**

- Цель работы:
1. Исследование кинематики лобовой фрикционной передачи.
 2. Построение графика зависимости $\epsilon = f(T_2)$.

Работу выполнил: _____ Ф.И.О.
группа _____
Работу принял: _____

Минск _____

Схема лобового фрикционного вариатора

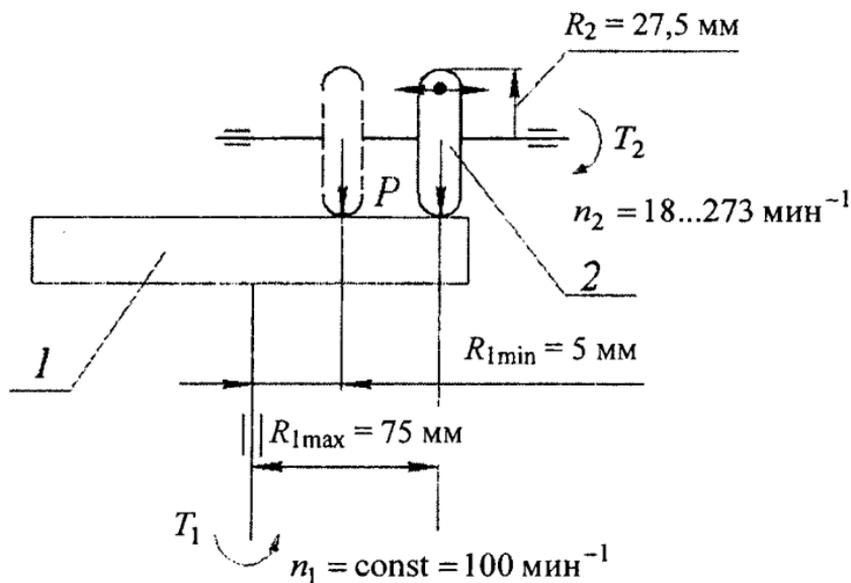


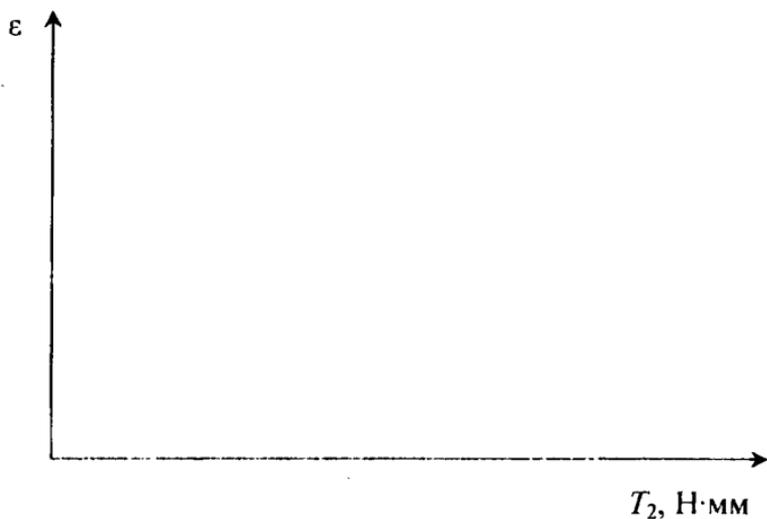
Таблица 3.1

Данные опытов и расчетов

Диск

T_2 , Н·мм	Число импульсов вала электродвигателя $z_{\text{дв}}$	Частота вращения диска $n_1 = \frac{z_{\text{дв}}}{10}$	Число импульсов ролика z_p	Частота вращения ролика $n_2 = \frac{z_p}{3}$	Коэффициент упругого скольжения $\epsilon = 1 - \frac{n_2 R_2}{n_1 R_1}$
0					
100					
200					
300					
400					
500					

График $\varepsilon = f(T_2)$



Контрольные вопросы

1. Чем вызывается упругое скольжение во фрикционной передаче? В чем его отличие от геометрического скольжения?
2. Каковы отрицательные последствия упругого скольжения?
3. Каковы способы понижения упругого скольжения?

ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы

1. Построение графика зависимости $\varepsilon = f(T_2)$.
2. Определение КПД передачи и построение графика зависимости $\eta = f(T_2)$.

Основные правила по технике безопасности

1. Заданное предварительное натяжение ремня создавать в присутствии преподавателя.
2. По окончании опыта установку отключить от сети.

Общие сведения

Характерной особенностью работы ременной передачи является неизбежное упругое скольжение, в результате которого скорость ведомого шкива отстает от скорости ведущего, происходят нагревание и износ ремня, понижается КПД передачи.

Упругое скольжение зависит от типа и материала ремней, величины силы предварительного натяжения и передаваемой нагрузки.

Для определения предварительного натяжения F_0 воспользуемся условием равновесия $\sum M_0 = 0$ (рис. 4.1):

$$2F_0 \cdot l \cdot \cos \gamma - F \cdot l_1 = 0.$$

Отсюда

$$F_0 = \frac{F \cdot l_1}{2l \cdot \cos \gamma}.$$

Здесь $l = 60$ мм; $l_1 = 150$ мм.

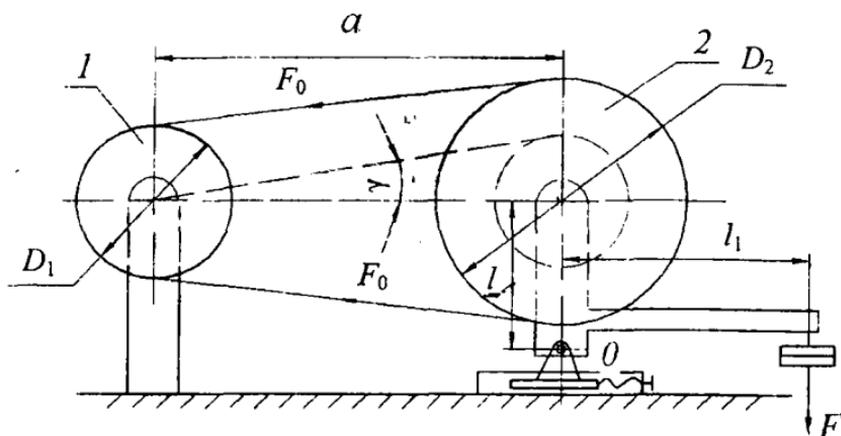


Рис. 4.1. Схема передачи и нагрузочного устройства

Из рис. 4.1

$$\sin \gamma = \frac{D_2 - D_1}{2a},$$

где γ – угол наклона ветвей ремня к межосевой линии;

D_1, D_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов, D_1 равно 65 и 30 мм, D_2 равно 65 и 90 мм;

F – сила тяжести на нагрузителе, Н;

$a = 260 \dots 290$ мм – межосевое расстояние.

Коэффициент упругого скольжения при определенных значениях F_0 передаваемой нагрузки T_2 определяется по уравнению

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} \right) \cdot 100 \% . \quad (4.11)$$

Коэффициент полезного действия передачи определяется по уравнению

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

где T_1 – момент на ведущем шкиве, Н·мм;

T_2 – момент на ведомом шкиве, Н·мм;

n_1, n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, мин⁻¹.

Описание установки

Эксперимент выполняется на установке ДП 2К (рис. 4.2).

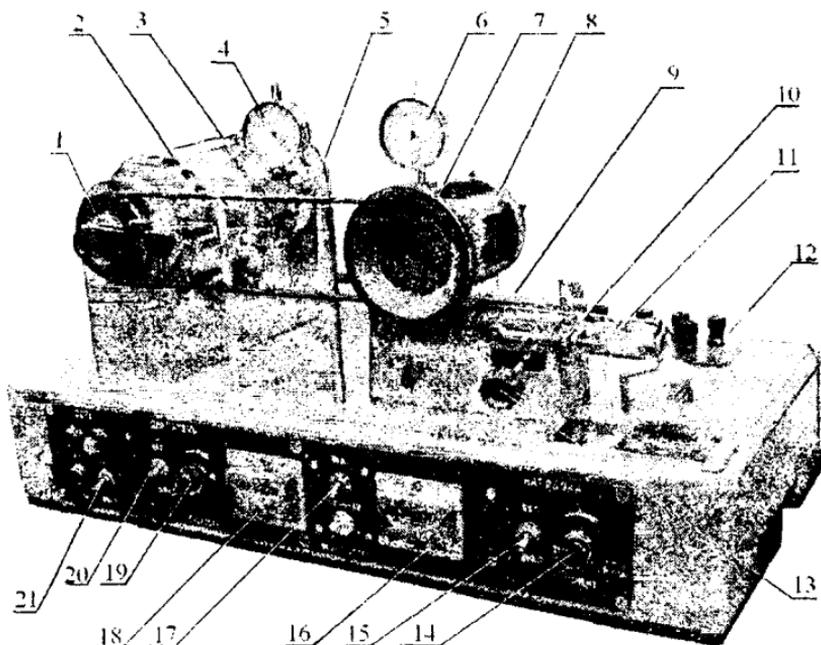


Рис. 4.2. Установка ДП2К:

1 – шкив ведущий; 2 – электродвигатель; 3 – пружина пластинчатая; 4, 6 – индикаторы; 5 – ремень круглый; 7 – шкив ведомый; 8 – порошковый тормоз; 9 – ползун; 10 – винт перемещения ползуна; 11 – рычаг; 12 – грузы; 13 – винт фиксации ползуна; 14 – ручка регулирования нагрузки; 15 – тумблер включения нагрузочного устройства; 16 – счетчик частоты вращения ведомого шкива; 17 – тумблер включения счетчиков; 18 – счетчик частоты вращения ведущего шкива; 19 – ручка регулирования частоты вращения электродвигателя; 20 – тумблер включения электродвигателя; 21 – тумблер включения сети

Установка состоит из балансирного электродвигателя 2, нагрузочного устройства 8 и устройства для создания предварительного натяжения ремня 5. На литом основании установлен кронштейн, на котором балансирно в шарикоподшипниках установлен корпус электродвигателя 2. На валу электродвигателя установлен ведущий двухступенчатый шкив 1. Момент, развиваемый электродвигателем, измеряется индикатором 4 через деформацию пружины 3.

В верхней части подставки в направляющих установлен ползун 9. В ползун вмонтирована ось, на которой шарнирно установлен корпус, к которому крепится нагрузочное устройство, вал которого сочленяется с валом двухступенчатого ведомого шкива 7. К корпусу крепится рычаг 11.

При помощи грузов *12* создается момент относительно оси в ползуне, в результате чего корпус вместе с валом ведомого шкива может перемещаться в направлении от ведущего шкива, создавая тем самым дополнительное натяжение ремня. При помощи винта *10* производится перемещение ползуна *9* с корпусом, создавая предварительное натяжение ремня. Ручкой *13* ползун фиксируется при выбранном натяжении ремня.

Величина нагрузочного момента измеряется через деформацию пружины индикатором *6*.

Порядок выполнения работы

1. Создать заданное предварительное натяжение ремня, подвесив определенный груз *12* к рычагу *11*, после чего ручкой *10* рычаг должен быть установлен в горизонтальное положение, которое определяется по совмещению меток на рычаге и ползуне.

2. Застопорить ползун ручкой *13*.

3. Включить установку в сеть.

4. Тумблером *21* (см. рис. 4.2) включить питание прибора и тумблером *20* включить электродвигатель.

5. Ручкой *19* по счетчику частот *18* вращения ведущего шкива установить скорость вращения электродвигателя (примерно $n_1 = 1100 \text{ мин}^{-1}$) и не менять ее в течение всего опыта.

6. Включить нагрузочное устройство тумблером *15*, ручка *14* при этом находится в крайнем левом положении ($T_2 = 0$).

7. Настроить индикаторы *4* и *6* (см. рис. 4.2) на нулевую отметку шкалы (при работающем электродвигателе).

8. Нажатием кнопок установить показания счетчиков частот вращения *16* и *18* на нуль.

9. При моменте $T_2 = 0$ включить счетчики *16* и *18* тумблером *17* на одну минуту. Показания счетчиков записать в табл. 4.1 отчета.

10. Повторить действия, указанные в пунктах 8 и 9, для нагрузок 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40 делений индикатора. Момент, развиваемый электродвигателем, измеряется индикатором *4*. При тарировке индикаторов *4* и *6* с помощью тарировочного приспособления получены коэффициенты соответственно

$$\mu_1 = 3,35 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{деление}}; \quad \mu_2 = 7,5 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{деление}}.$$

11. Данные измерения заносятся в табл. 4.1 отчета.

12. Построить графики зависимости ϵ и η от нагрузки T_2 .

Лабораторная работа № 4

ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

- Цель работы:
1. Построение графика зависимости $\epsilon = f(T_2)$.
 2. Определение КПД передачи и построение графика зависимости $\eta = f(T_2)$.

Работу выполнил: _____ Ф.И.О.
группа _____
Работу принял: _____

Кинематическая схема ременной передачи
и нагрузочного устройства

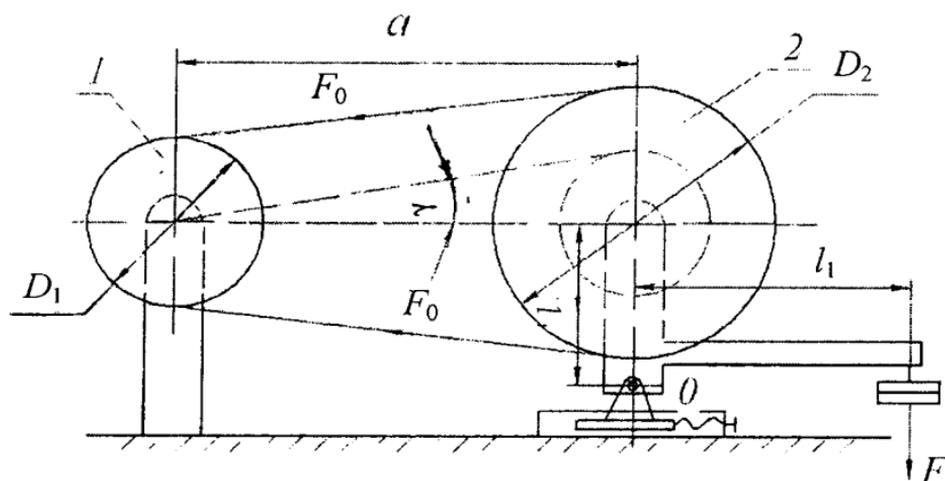


Таблица 4.1

Результаты измерений и расчётов

Показания индикатора		$T_1 = \mu_1 m_1,$ Н·мм	$T_2 = \mu_2 m_2,$ Н·мм	n_1	n_2	$\varepsilon = 1 - \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1}$	$\eta = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1}$
Нагрузка двигателя $m_1,$ дел.	Нагрузка на тормозе $m_2,$ дел.						
	10						
	15						
	20						
	25						
	30						
	35						
	40						

По данным табл. 4.1 построить графики $\varepsilon = f(T_2)$, $\eta = f(T_2)$.



Контрольные вопросы

1. Область применения, преимущества и недостатки ременных передач.
2. Геометрия и кинематика ременных передач.
3. Способы натяжения ремней.
4. Силы, действующие на валы от ременной передачи.

Лабораторная работа № 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

Цель работы

1. Изучение конструкции редуктора и ознакомление с основными требованиями, предъявляемыми к его сборке.
2. Определение основных параметров редуктора.
3. Определение размеров зубчатых колес и передач.

Основные правила по технике безопасности

1. При отвинчивании гаек редуктор не следует перемещать по столу.
2. Перед измерением параметров зубчатых колес сборочная единица (вал с зубчатыми колесами и подшипниками) должна укладываться на специальные подставки.

Конструкция и описание редуктора РМ-250

Редуктор – механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельной сборочной единицы и предназначенный для понижения угловой скорости и, следовательно, повышения крутящего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Шестерни изготавливают обычно заодно с валом, из проката или поковок; колеса в небольших редукторах кованые, в крупных – литые.

Корпус выполняют разъемным по плоскости, в которой находятся оси всех валов. Это обеспечивает удобную сборку редуктора, когда каждый вал заранее собирается с установленными на нем деталями. Нижняя часть корпуса (основание) соединяется с верхней (крышкой) болтами и двумя штифтами, фиксирующими относительное положение частей корпуса. Для повышения жесткости корпуса и крышка снабжены ребрами.

Подшипники на валах обычно имеют одинаковые размеры, что позволяет получать различные варианты сборки. Для равномерного распределения нагрузки между подшипниками одного вала шестерню на входном и колесо на выходном валах

целесообразно располагать дальше от опоры консольного конца вала, так как на концах валов редуктора устанавливают полумуфты или детали передач (шкивы, цепные звездочки, колеса), создающие дополнительную нагрузку на валы и опоры. Зубчатые колеса на валы устанавливают с натягом, поэтому сборка производится под прессом.

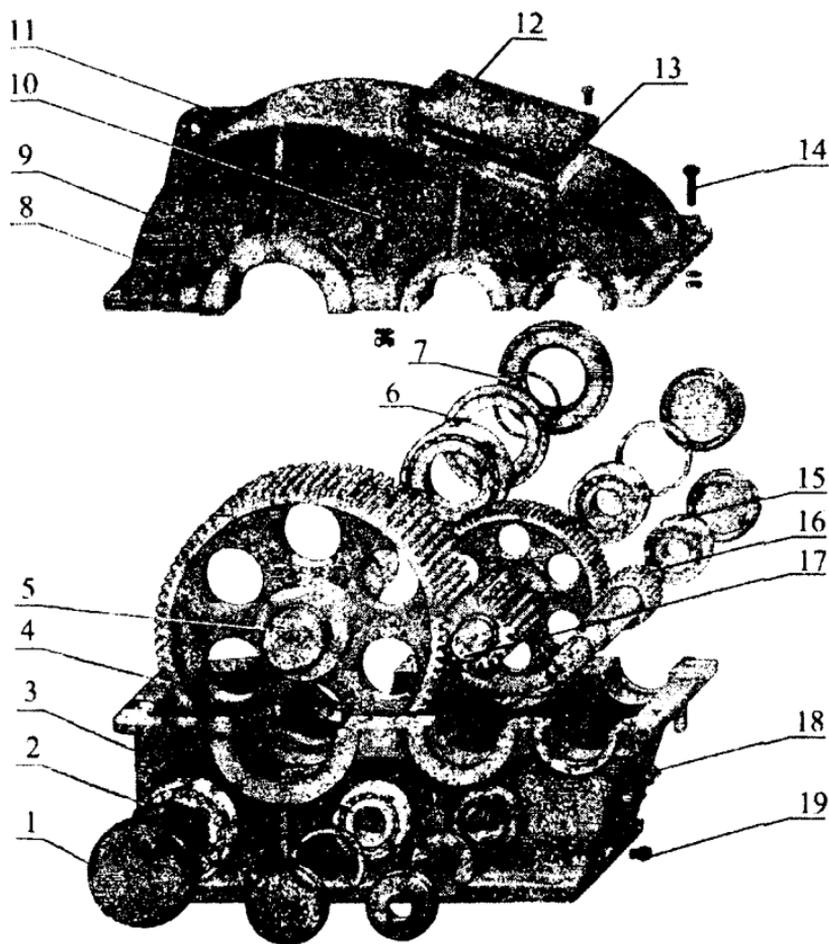


Рис. 5.1. Редуктор цилиндрический:

- 1 – крышка подшипника закладная; 2 – шарикоподшипник радиальный; 3 – корпус;
- 4 – колесо зубчатое тихоходного вала; 5 – вал ведомый; 6 – кольцо; 7 – кольцо регулировочное; 8 – штифт; 9 – крышка корпуса; 10 – болт стяжной; 11 – проушина;
- 12 – крышка люка; 13 – прокладка; 14 – болт крепления крышки и корпуса;
- 15 – шарикоподшипник радиальный; 16 – вал-шестерня быстроходного вала;
- 17 – вал промежуточный; 18 – маслоуказатель; 19 – пробка маслоливного отверстия

Наружные кольца подшипников устанавливаются в корпусе при посадке, обеспечивающей незначительный зазор, что позволяет кольцу во время работы проворачиваться, благодаря чему в контакт с телами качения вступают новые участки беговой дорожки. Кроме того, при наличии зазора облегчается перемещение колец, необходимое для регулировки натяга подшипников. Крышки, закрывающие подшипники, выполняют привертными или закладными. Первые удобнее в эксплуатации, так как обеспечивают доступ к отдельным подшипникам для осмотра без разборки всего редуктора, вторые — упрощают конструкцию и снижают массу редуктора.

Уплотнения в сквозных закладных крышках предотвращают попадание механических частиц в подшипники и внутреннюю полость редуктора, а также не допускают вытекания масла. Уплотнения выполнены в виде колец из войлока, пропитанного машинным маслом. Войлочные уплотнения забиваются в кольцевые пазы крышек, имеющих трапецеидальную форму. Такая форма пазов обеспечивает лучшее обжатие вала войлочными кольцами. Более надежными и долговечными являются манжетные уплотнения.

Для осмотра поверхности зубьев колес и заливки масла в крышке корпуса имеется смотровое отверстие (люк), закрытое крышкой 12, в которой отштампован канал-отдушина, предназначенный для выравнивания давления внутри корпуса и атмосферного. В основании корпуса 3 имеется отверстие для слива масла, закрытое пробкой 19.

Вытекание масла по разьему предотвращается покрытием плоскостей разьема спиртовым лаком или жидким стеклом с последующей затяжкой болтов. Применение прокладок не допускается, поскольку при затяжке болтов возможны деформации колец подшипников и нарушения посадок. Для подъема крышки корпуса и всего редуктора служат проушины 11.

Порядок выполнения работы

1. Определить основные, габаритные и присоединительные размеры редуктора (рис. 5.2).

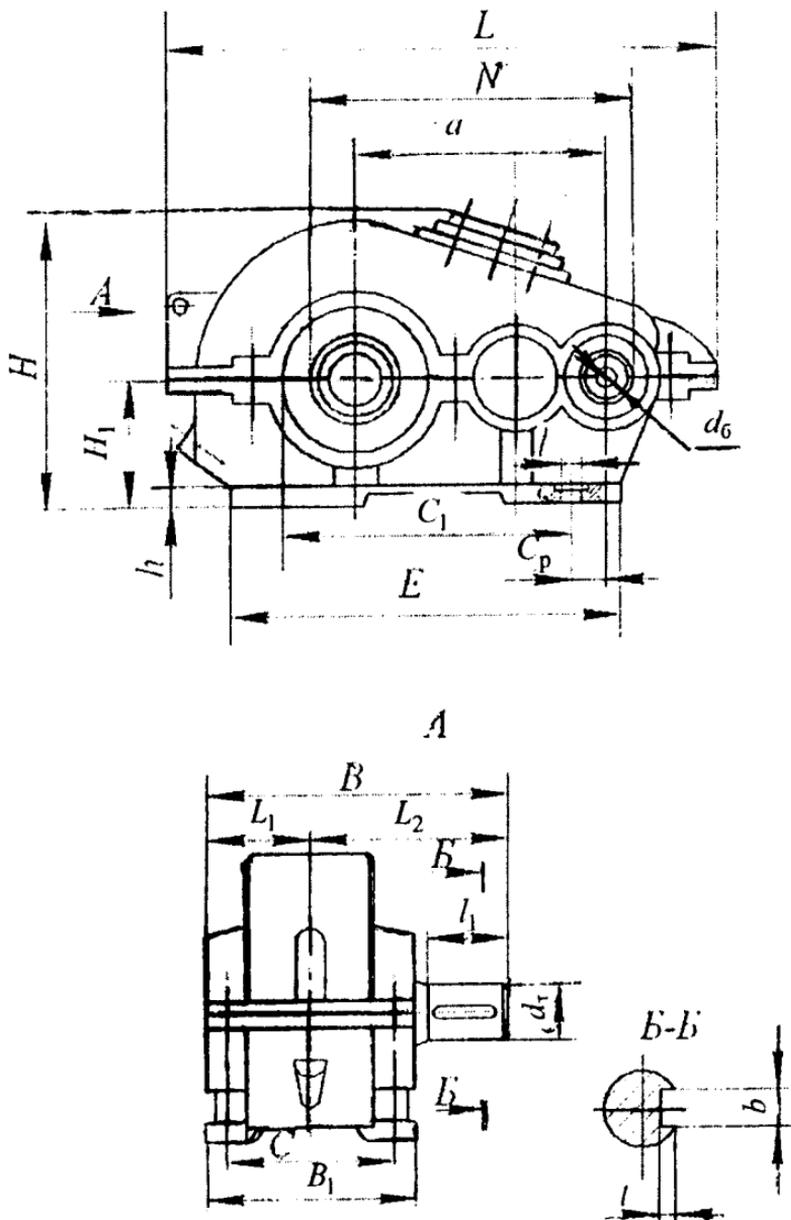


Рис. 5.2. Основные размеры редуктора

Результаты измерений занести в табл. 5.1 отчета.

Под габаритными понимают три наибольших размера редуктора по длине, высоте и ширине. Эти размеры принимаются во внимание при размещении редуктора в приводном устройстве.

Присоединительные размеры определяют расстояния и взаимное расположение поверхностей присоединения редуктора по отношению к другим деталям. К ним относятся: размеры установочной плоскости, которой редуктор устанавливается на плиту или раму; размеры отверстий под болты для крепления редуктора и размеры, определяющие расположение этих отверстий; размеры выходных концов быстроходного и тихоходного валов и размеры, определяющие их расположение относительно друг друга и относительно установочной плоскости.

Межосевое расстояние (см. рис. 5.2)

$$a = N - \frac{d_6}{2} - \frac{d_7}{2},$$

где d_6, d_7 – диаметры концов быстроходного и тихоходного валов.

2. Разобрать редуктор:

а) отвернуть пробку 19 и слить масло;

б) отвернуть гайки, вынуть болты, снять крышку 9 редуктора, предварительно отжав ее винтом;

в) вынуть закладные крышки и регулировочные кольца;

г) вынуть валы с насаженными на них деталями. По мере изучения конструкции деталей и замеров валы укладывать на подставки;

д) снять закладные сквозные крышки;

е) ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей редуктора;

3. Определить параметры зубчатых колес. Результаты замеров и подсчетов занести в табл. 5.2 отчета:

а) подсчитать число зубьев колес и шестерен быстроходной и тихоходной ступеней (см. рис. 5.1);

б) измерить диаметры вершин зубьев колес и шестерен (рис. 5.3);

в) измерить ширину венцов зубчатых колес;

г) определить направление линии зубьев колес (см. по стрелке А);

д) определить угол наклона линии зубьев.

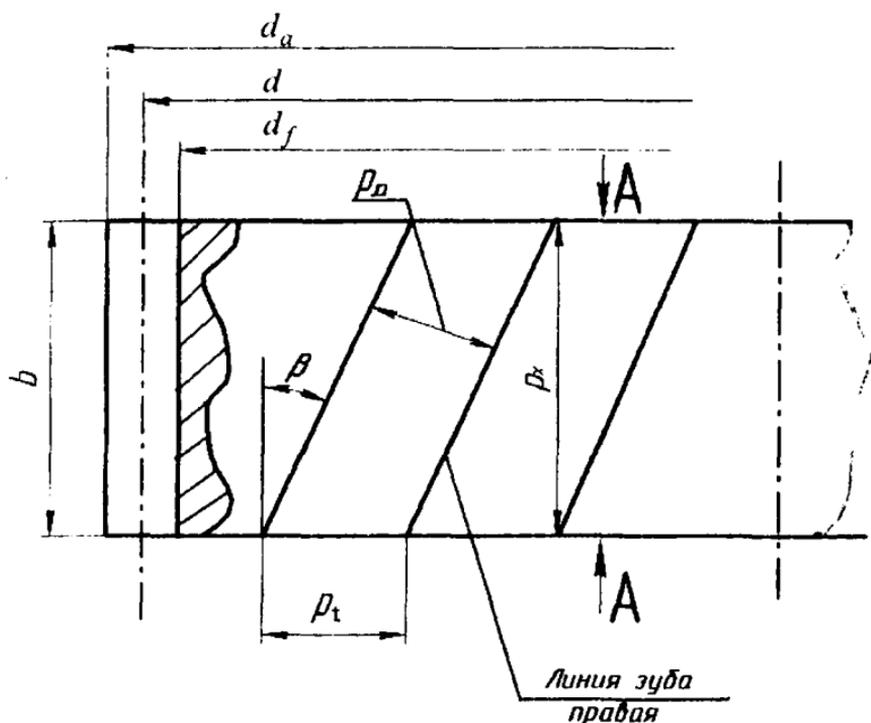


Рис. 5.3. К определению размеров зубчатого колеса:

$\rho_n = \pi \cdot m_n$ – нормальный шаг;

$\rho_t = \pi \cdot m_t$ – окружной шаг;

$\rho_x = \rho_n \cdot \sin \beta$ – осевой шаг

4. Сборка редуктора производится в обратной последовательности.

Теоретические сведения, необходимые для выполнения работы

В косозубом колесе различают нормальный m_n и окружной m_t модули. Эти модули связаны зависимостью

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

где β – угол наклона линии зуба на делительном цилиндре.

Нормальный модуль регламентируется по ГОСТ 9563-60. Извлечение из этого стандарта:

I ряд -1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10...

II ряд -1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0...

По стандарту для колеса, нарезанного без смещения, принимается высота головки зуба

$$h_a = m_n;$$

высота ножки зуба

$$h_f = 1,25m_n.$$

Делительный диаметр

$$d_1 = m_t z_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1; \quad d_2 = m_t z_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2.$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n.$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_{a1} - 2m_n + d_{a2} - 2m_n}{2} = \frac{d_{a1} + d_{a2} - 4m_n}{2},$$

отсюда

$$m_n = \frac{d_{a1} + d_{a2} - 2a_w}{4}.$$

Расчетное m_n согласуется со стандартным. Межосевое расстояние косозубой передачи

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (z_1 + z_2),$$

отсюда

$$\cos \beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a_w}$$

Значение β , подсчитанное по этому уравнению, согласуется с приведенными в таблице.

Углы наклона линии зуба на делительном цилиндре

a_w	100		125		150	
	z_{Σ}	β	z_{Σ}	β	z_{Σ}	β
1,00	198	8°06 34	247	8°53 06	297	8°06 34
1,25	158	9°04 07	198	8°06 34	237	9°04 07
1,50	132	8°06 34	165	8°06 34	198	8°06 34
1,75	113	8°36 09	141	9°14 55	169	9°39 21
2,00	99	8°06 34	123	10°15 47	148	9°22 00
2,25	99	8°06 34	110	8°06 34	132	8°06 34
2,50	99	8°06 34	99	8°06 34	118	10°28 34
3,00	99	8°06 34	99	8°06 34	99	8°06 34

Диаметр вершин зубьев колес, нарезанных со смещением инструмента, определяется по формуле

$$d_a = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 + 2x \right),$$

отсюда коэффициенты смещения

$$x_1 = \frac{d_{a1}}{2m_n} - \frac{z_1}{2\cos \beta} - 1;$$

$$x_2 = \frac{d_{a2}}{2m_n} - \frac{z_2}{2\cos \beta} - 1.$$

Образец оформления отчета

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Детали машин, ПТМ и М»

Лабораторная работа № 5

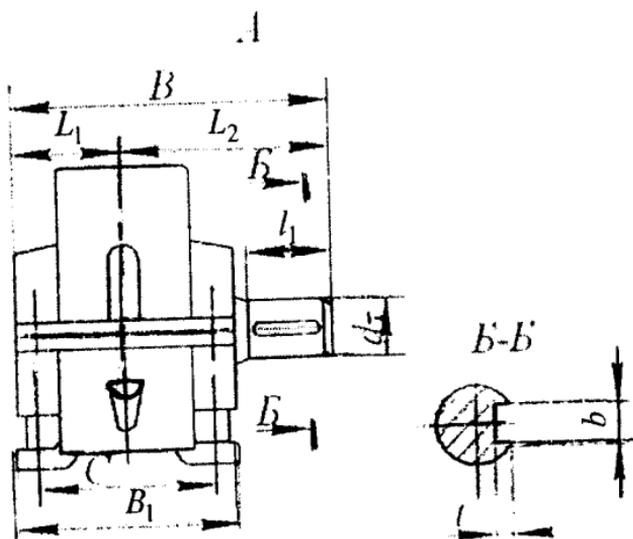
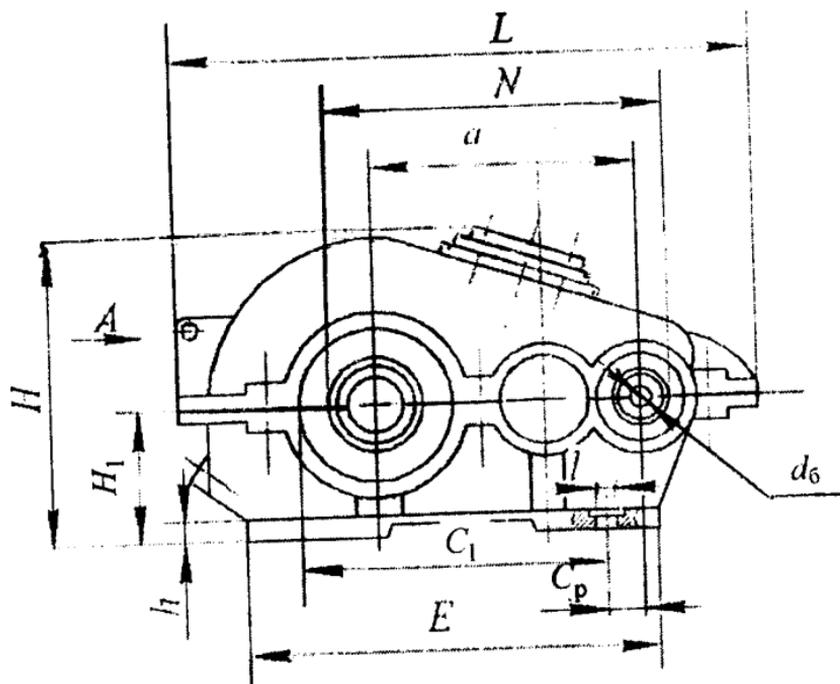
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

- Цель работы:
1. Изучение конструкции редуктора и ознакомление с основными требованиями, предъявляемыми к его сборке.
 2. Определение основных параметров редуктора.
 3. Определение размеров зубчатых колес и передач.

Работу выполнил: _____ Ф.И.О.
группа _____
Работу принял: _____

Минск _____

Общий вид редуктора



Основные габаритные и присоединительные размеры редуктора

Обозначение размера	H	L	B	H_1	h	C_0	C_1	C	E	B_1	L_1	L_2	$a_{вб}$	$a_{вт}$	d_6	d_T	N
Значение размера, мм																	

Таблица 5.2

Параметры зубчатых передач и размеры зубчатых колес

Параметры зубчатых колес и передач	Расчетные уравнения	Значения величин			
		быстроходная ступень		тихоходная ступень	
		расч.	замер.	расч.	замер.
1	2	3	4	5	6
Тип передачи					
Межосевое расстояние, мм					
Число зубьев шестерен					
Число зубьев колес					
Диаметр вершин зубьев шестерни, мм					
Диаметр вершин зубьев колеса, мм					
Ширина зубчатого колеса, мм					
Направление наклона линии зуба колеса					
Угол наклона линии зуба					
Передаточное число					
Коэффициент ширины колеса					
Окружной модуль, мм					
Нормальный модуль, мм					
Делительный диаметр шестерни, мм					

1	2	3	4	5	6
Делительный диаметр колеса, мм					
Окружной шаг, мм					
Нормальный шаг, мм					
Общее передаточное число редуктора					

Контрольные вопросы

1. Назначение, устройство и классификация редукторов.
2. Конструкции уплотнительных устройств.
3. Способы смазывания передач и подшипников редуктора.
4. С какой целью ширина венца шестерни принимается на 3...5 мм больше ширины венца колеса?

Лабораторная работа № 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕГУЛИРОВКА ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы

1. Изучение конструкции редуктора.
2. Определение основных параметров червячного зацепления, червяка и червячного колеса.
3. Ознакомление с методикой регулировки осевого положения червячного колеса.
4. Регулировка натяга подшипников.

Основные правила по технике безопасности

1. При отвинчивании винтов, крепящих крышки подшипников, и болтов, стягивающих части корпуса, редуктор не должен перемещаться по столу.
2. Перед измерением червяка и червячного колеса их сборочные единицы должны укладываться на специальные подставки.

Конструкция и описание редуктора

Расположение червяка в передаче может быть верхним, нижним и боковым. В изучаемом редукторе червяк расположен внизу, что допустимо при окружной скорости 4...5 м/с. В этом случае предельно допустимый уровень масла должен проходить по центрам нижних тел качения подшипников. Если при этом червяк погружается в масло менее чем на $2,5 m$, где m – модуль червяка, то для подачи масла в зацепление применяются разбрызгиватели.

Венец червячного колеса 9 чаще всего выполняется из бронз различных марок, а центр колеса – из стали или чугуна.

В опорах вала червяка и червячного колеса установлены подшипники с коническими роликами. Внутренние кольца подшипников посажены на валы с натягом, чтобы исключить проворачивание шеек и их развальцовку. Наружные кольца подшипников в корпусе устанавливаются с незначительным зазором, облегчающим осевое перемещение колец при регулировках натяга подшипников и осевого положения червячного колеса.

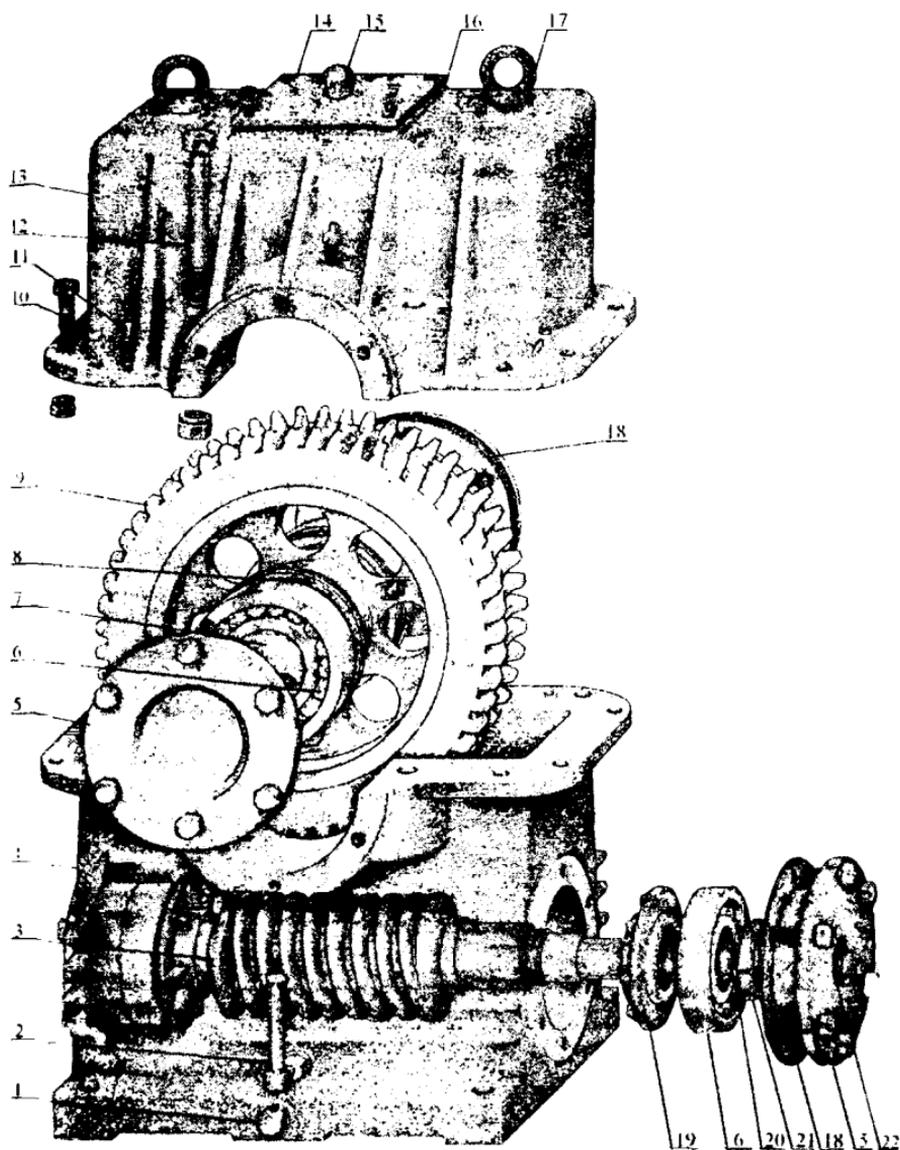


Рис. 6.1. Редуктор червячный.

- 1 – пробка маслосливного отверстия; 2 – маслоуказатель; 3 – червяк; 4 – корпус;
 5 – крышка подшипника; 6 – роликоподшипник конический; 7 – вал ведомый;
 8 – кольцо; 9 – колесо червячное; 10 – болт крепления крышки с корпусом;
 11 – штифт; 12 – болт стяжной; 13 – крышка корпуса; 14 – крышка люка;
 15 – отдушина; 16 – прокладка; 17 – рым-болт; 18 – шайбы регулировочные;
 19 – крыльчатка; 20 – шайба стопорная многолапчатая; 21 – гайка круглая шлицевая;
 22 – уплотнение войлочное

В крышках 5 размещены уплотнительные кольца из войлока, пропитанного маслом. Уплотнения препятствуют вытеканию масла из редуктора и попаданию пыли и грязи в подшипники и зацепление. Более надежными являются манжетные уплотнения. Корпус 4 и крышка 13 изготавливаются из чугуна. Эти детали выполняются с ребрами с целью повышения жесткости и увеличения поверхности охлаждения. В нижней части корпуса имеется отверстие, закрытое резьбовой пробкой 1. Через это отверстие масло удаляется из корпуса. Для измерения уровня масла применяется жезловый маслоуказатель 2. На крышке 14 смотрового отверстия расположена отдушина 15, предназначенная для выравнивания давления в редукторе и атмосферного. Через смотровое отверстие (люк) производятся заливка масла в редуктор, контроль зубьев червячного колеса и наблюдение за расположением пятен контакта и их величиной при регулировке осевого положения червячного колеса.

Порядок выполнения работы

1. Измерить диаметры тихоходного d_7 и быстроходного валов d_6 , а также расстояния h_1 и h_2 от плоскости основания корпуса до верхних точек валов d_7 и d_6 . Результаты измерений записать в табл. 6.1 отчета.
2. Вычислить межосевое расстояние по данным измерений по уравнению п. 4 табл. 6.1 отчета. Результат расчета занести в эту же таблицу. Расчетное значение a_w сравнить со стандартным по ГОСТ 2144-76.
3. Отвернуть пробку 1 и слить масло.
4. Отвернуть винты и снять крышки 5 подшипников вала червячного колеса.
5. Отвернуть гайки болтов 10, 12 и снять крышку 13 корпуса редуктора.
6. Вынуть червячное колесо с валом и подшипниками. Вал уложить на подставку.
7. Отвернуть винты и снять крышки подшипников червяка. Подшипники с валов не снимать.
8. Вынуть червяк с подшипниками и также уложить на подставку.
9. Определить параметры червяка и червячного колеса непосредственными измерениями или расчетами по уравнениям табл. 6.1 отчета. В эту таблицу занести результаты расчетов и измерений.

Теоретические сведения, необходимые для выполнения работы

Для устранения подрезания или заострения зубьев колеса и получения передач с заданным межосевым расстоянием применяют смещение режущего инструмента (червячных фрез) при нарезании червячного колеса.

Величина смещения червячной фрезы

$$X = a_w - a,$$

где a_w – заданное или измеренное межосевое расстояние;
 $a = 0,5m(z_2 + q)$ – делительное межосевое расстояние.

Коэффициент смещения червячной фрезы

$$x = \frac{a_w - a}{m} = \frac{a_w - 0,5m(z_2 + q)}{m} = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q).$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев величину x рекомендуется принимать в пределах $\pm 0,7$; геометрические параметры червяка остаются неизменными, у червячного колеса со смещением

$$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x); \quad d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x).$$

Для червячной передачи без смещения значения параметров q и m , необходимые для вычисления делительных диаметров червяка d_1 и колеса d_2 , делительного угла подъема γ , расчетного шага червяка p_1 и других параметров (табл. 6.1 отчета), можно определить по величинам a_w , d_{a1} (полученным в результате измерений) и по числу зубьев z_2 :

$$a_w = a = 0,5(z_2 + q)m; \quad d_{a1} = m(q + 2).$$

Отсюда

$$q = \frac{0,5d_{a1} \cdot z_2 - 2a_w}{a_w - 0,5d_{a1}};$$

$$m = \frac{d_{a1}}{q + 2}.$$

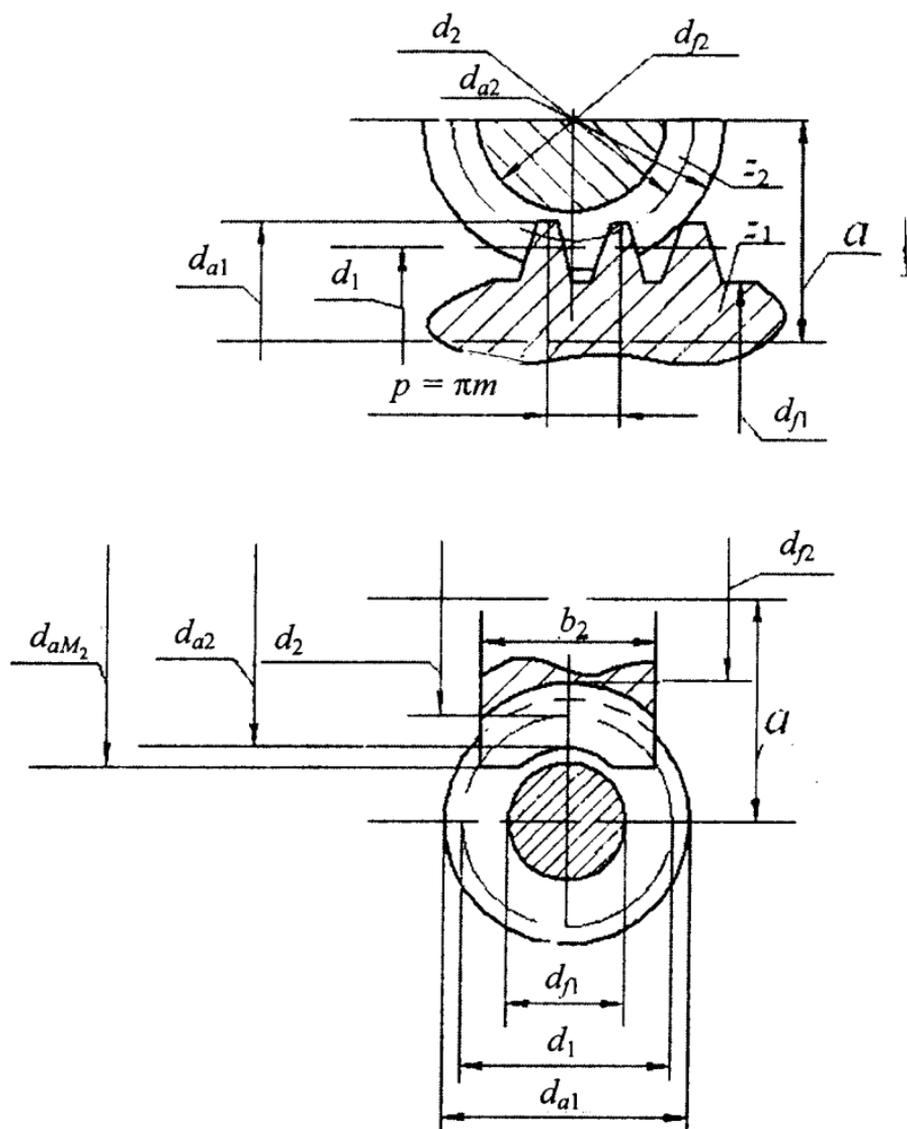


Рис. 6.2. Параметры передачи, червяка и червячного колеса

Значения q и m согласуются с ГОСТ 2144-76:

$m = 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; \dots$ – I ряд ;

$m = 1,5; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0; \dots$ – II ряд ;

$q = 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0 \dots$ – I ряд ;

$q = 7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 16,0; 18,0 \dots$ – II ряд .

Сборка редуктора, регулирование предварительного натяга подшипников и осевого положения червячного колеса

Детали редуктора и сборочные единицы червячного колеса и червяка монтируют в редукторе в порядке обратном тому, в котором производится разборка. Но в процессе сборки необходимо вначале регулировать предварительный натяг подшипников, а затем осевое положение червячного колеса. Наличие зазора в подшипниках является причиной радиального и осевого биения и вибрации валов. Для устранения этих явлений подбирают подшипники повышенной жесткости и регулируют их натяг.

Регулирование предварительного натяга подшипников осуществляется постановкой под фланцы крышек металлических прокладок различных толщин, например: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25 мм и т.д., причем эти прокладки используются также для регулирования осевого положения червячного колеса. Разность толщин прокладок дает возможность сместить кольца подшипников и червячного колеса с точностью до 0,05 мм.

Регулирование натяга подшипников можно производить в отдельности для вала червяка и вала червячного колеса.

Последовательность регулирования предварительного натяга подшипников

Установить в корпус вал червяка или червячного колеса вместе с подшипниками и крышками без комплекта прокладок так, чтобы опорная поверхность одной из крышек была плотно прижата винтами к корпусу, а между второй крышкой и корпусом был зазор.

Замерить щупом зазор δ между крышкой и корпусом.

Подобрать двойной комплект металлических прокладок суммарной толщины, равной

$$\delta + \Delta_{ос},$$

где $\Delta_{ос}$ — допускаемая осевая «игра» вала. Например, при диаметре шейки вала $d = 30 \dots 50$ мм допускается $\Delta_{ос} = 0,05 \dots 0,1$ мм.

Между обеими крышками и корпусом установить пакеты прокладок толщиной $0,5(\delta + \Delta_{oc})$.

Затянуть винты крышек подшипников.

Регулирование осевого положения червячного колеса производится путем перестановки прокладок с одной стороны на другую без изменения их суммарной толщины. Если, например, необходимо переместить колесо на $0,1$ мм, то для этого из правого комплекта вынимают прокладку $0,2$ мм, а из левого – прокладку $0,1$ мм и меняют их местами. При этом расстояние между торцами крышек не меняется, а следовательно, сохраняется ранее отрегулированный предварительный натяг подшипников; вал со всеми деталями и крышкой перемещается влево на величину $0,1$ мм.

Последовательность регулирования осевого положения червячного колеса

До сборки редуктора на рабочую поверхность витков червяка нанести тонкий слой краски (червяк располагать на подставке).

Провернуть червяк так, чтобы колесо повернулось на полный оборот.

Через смотровое отверстие изучить расположение пятен контакта. Типовое расположение пятен контакта изображено на рис. 6.3 *а, б, в*.

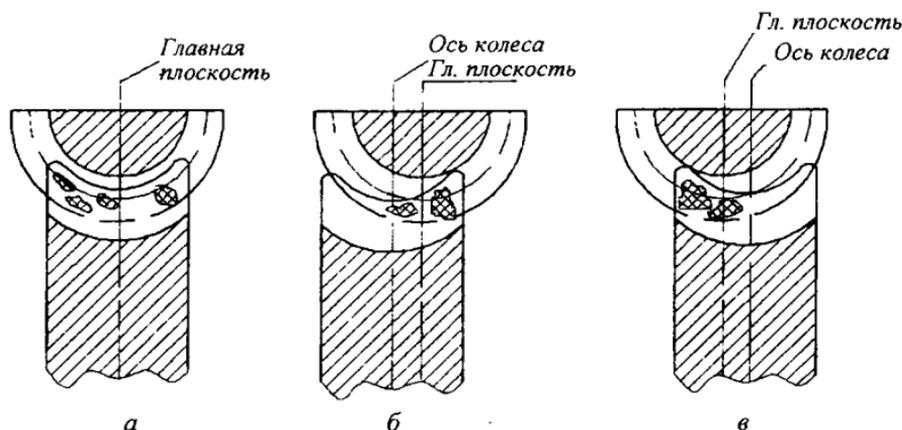


Рис. 6.3. Типовое расположение пятен контакта на зубьях червячного колеса

Правильность регулирования осевого положения колеса контролируется по пятну контакта («по краске») на зубьях.

Лабораторная работа № 6

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ
И РЕГУЛИРОВКА ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА**

- Цель работы:
1. Изучение конструкции редуктора.
 2. Определение основных параметров червячного зацепления, червяка и червячного колеса.
 3. Ознакомление с методикой регулировки осевого положения червячного колеса и натяга подшипников.

Работу выполнил: _____ Ф.И.О.
группа _____
Работу принял: _____

Параметры передачи, червячного колеса и червяка

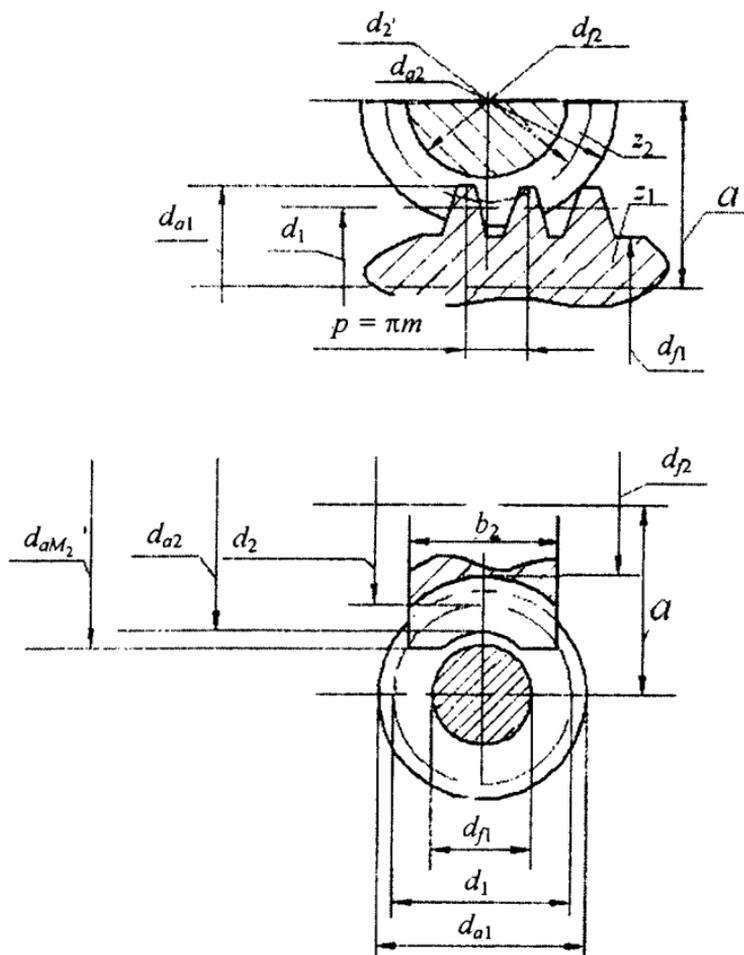


Таблица 6.1

Результаты измерений и расчета параметров редуктора, червяка и червячного колеса

№ п/п	Наименование параметра	Расчетные уравнения	Результаты	
			расчета	замера
1	2	3	4	5
Редуктор				
1	Диаметр быстроходного вала d_6 , мм			

1	2	3	4	5
2	Диаметр тихоходного вала d_T , мм			
3	Размеры h_1 и h_2 , мм			
4	Межосевое расстояние, мм	$a_w = (h_2 - \frac{d_T}{2}) - (h_1 - \frac{d_6}{2})$		
5	Межосевое расстояние при заданном x	$a_w = 0,5(z_2 + q + 2x)m$		
Червяк				
6	Число витков (заходов) червяка	z_1		
7	Коэффициент диаметра	$q = \frac{0,5d_{a1} \cdot z_2 - 2a_w}{a_w - 0,5d_{a1}}$		
8	Модуль, мм	$m = d_{a1} / q + 2$		
9	Диаметр вершин витков червяка, мм	$d_{a1} = d_1 + 2m$		
10	Делительный диаметр червяка, мм	$d_1 = mq$		
11	Начальный диаметр червяка, мм	$d_{w1} = (q + 2x)m$		
12	Делительный угол подъема	$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}$ (с точностью до секунды)		
13	Диаметр окружности впадин червяка, мм	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$		
14	Расчетный шаг червяка, мм	$p_1 = \pi m$		
15	Длина нарезанной части червяка при $x = 0$	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m^*$ z_1 равно 1 и 2		
Червячное колесо				
16	Число зубьев колеса	z_2		

* Для шлифуемых и фрезеруемых червяков полученную по таблице величину b_1 следует увеличить на 25 мм при $m < 10$ мм.

1	2	3	4	5
17	Делительный диаметр колеса, мм	$d_2 = mz_2$		
18	Наибольший диаметр червячного колеса, мм	$d_{aM_2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$		
19	Диаметр вершин зубьев колеса, мм	$d_{a2} = d_2 + 2(1+x)m$		
20	Ширина венца червячного колеса, мм	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$ z_1 равно 1 и 2		

Контрольные вопросы

1. Почему уровень масла при нижнем расположении червяка должен ограничиться центром тел качения подшипников?
2. Почему недопустимо такое расположение пятен контакта на зубьях червячного колеса. как это изображено на рис. 6.3, б и 6.3, в?
3. Почему с понижением жесткости подшипников в опорах и при наличии зазора в подшипниках повышаются динамические нагрузки в передаче?
4. Чем обусловлено различное расположение червяка относительно червячного колеса? Начертите схемы расположения и объясните их особенности.
5. Почему венцы червячных колес изготавливаются из бронз?

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД МНОГОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Цель работы

1. Определение геометрических параметров зубчатых колес и передач и вычисление передаточных чисел.
2. Изображение кинематической схемы редуктора.
3. Построение графиков зависимости $\eta = f(T_2)$ при $n = \text{const}$ и $\eta = f(n)$ при $T_2 = \text{const}$.

Основные правила по технике безопасности

1. Включение установки производить с разрешения преподавателя.
2. Установка должна подключаться к выпрямителю, а выпрямитель – к сети.
3. При работающей установке крышка редуктора должна быть закрыта.
4. После окончания работы установку от сети отключить.

Описание установки

На литом основании 1 (рис. 7.1) смонтированы исследуемый редуктор 8, электродвигатель (балансирный) 5 с тахометром 3 и нагрузочное устройство 11 (магнитный порошковый тормоз). Входной и выходной валы редуктора соединены с валами электродвигателя и нагрузочного устройства упругими муфтами 7 и 9. Тахометр соединен с электродвигателем муфтой 4. На кронштейнах 2 и 12 смонтированы измерительные устройства, состоящие из плоских пружин, индикаторов 6 и 10, штоки которых упираются в пружины.

На панели 13 размещены тумблер 17, включающий и выключающий электродвигатель; потенциометр 16, позволяющий бесступенчато регулировать частоту вращения электродвигателя; тумблер 15, включающий нагрузочное устройство, и потенциометр 14, позволяющий регулировать тормозной момент T_2 .

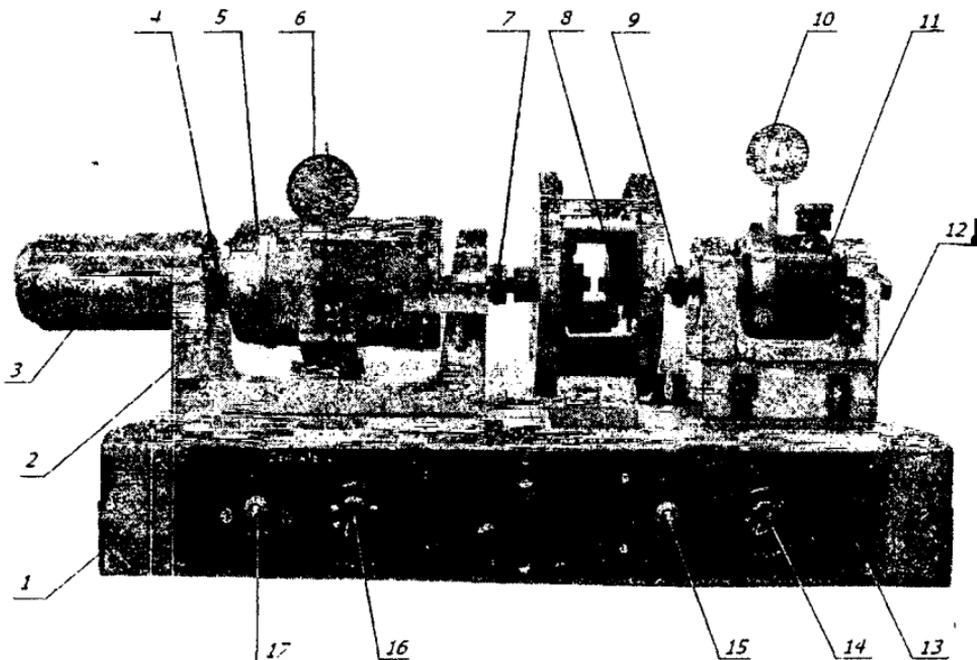


Рис. 7.1. Установка ДПЗК ТС:

1 – основание; 2, 12 – кронштейны; 3 – тахометр; 4, 7, 9 – муфты;
 5 – электродвигатель; 6, 10 – индикаторы; 8 – редуктор многоступенчатый;
 11 – тормоз порошковый; 13 – панель управления; 14 – ручка регулирования нагрузки;
 15 – тумблер включения нагрузочного устройства; 16 – ручка регулирования
 частоты вращения электродвигателя; 17 – тумблер включения электродвигателя

Статор электродвигателя установлен в подшипниках качения так, что он может качаться относительно оси, совпадающей с осью якоря. Возникающий при работе электродвигателя реактивный момент полностью передается на статор и действует в направлении, противоположном вращению якоря. Такой электродвигатель называется балансирующим.

Для измерения величины момента, развиваемого электродвигателем, к статору прикреплен рычаг, который нажимает на плоскую пружину измерительного устройства. Деформация пружины передается на шток индикатора. По отклонению стрелки индикатора можно судить о величине этой деформации. Если пружину протарировать, т.е. установить зависимость момента T_1 , поворачивающего статор, и числа делений индикатора, то при выполнении опыта можно по показаниям индикатора судить о величине момента T_1 электродвигателя.

В результате тарировки измерительного устройства электродвигателя установлена величина тарировочного коэффициента

$$\mu_1 = 1,6 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{деление}}.$$

Аналогичным способом определяется тарировочный коэффициент для тормозного устройства:

$$\mu_2 = 23 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{деление}}.$$

Общие сведения

1. Кинематическое исследование.

Передаточное число редуктора, состоящего из i пар последовательно зацепляющихся колес, равно произведению передаточных чисел отдельных пар колес:

$$u_{\text{об}} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots \cdot u_i. \quad (7.1)$$

Передаточное число пары зубчатых колес

$$u = z_2 / z_1, \quad (7.2)$$

где z_2 и z_1 — соответственно число зубьев колеса и шестерни.

Диаметр вершин зубчатого колеса

$$d_a = m(z + 2),$$

отсюда

$$m = \frac{d_a}{z + 2} \text{ (согласуется с ГОСТ 9.563-60)}. \quad (7.3)$$

Межосевое расстояние зубчатой пары

$$a_w = \frac{m}{2}(z_1 + z_2). \quad (7.4)$$

2. Определение КПД редуктора.

Потери энергии в зубчатых передачах в основном складываются из потерь на трение в зацеплении и в подшипниках на разбрызгивание масла.

В данном случае потерь на разбрызгивание нет, поскольку редуктор состоит из открытых передач.

Определение КПД редуктора основано на одновременном и независимом измерении крутящих моментов T_1 на входном и T_2 на выходном валу редуктора (см. рис. 7.1).

КПД редуктора можно определить по уравнению

$$\eta_{об} = \frac{T_2}{T_1 \cdot u_{об}}, \quad (7.5)$$

где T_1 – крутящий момент на валу электродвигателя;

T_2 – крутящий момент на выходном валу редуктора;

$u_{об}$ – передаточное число редуктора.

Опытные значения крутящих моментов определяются по зависимостям

$$T_1 = \mu_1 \cdot k_1; \quad (7.6)$$

$$T_2 = \mu_2 \cdot k_2, \quad (7.7)$$

где μ_1 и μ_2 – тарировочные коэффициенты;

k_1 и k_2 – соответственно показания индикаторов измерительных устройств электродвигателя и тормоза.

Общий КПД механизма, состоящего из i пар последовательно зацепляющихся колес, равен произведению КПД отдельных пар колес:

$$\eta_{об} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_i.$$

Если потери в каждой паре примерно одинаковы, то $\eta_{об} = \eta^i$, где η – КПД одной зубчатой пары (с учетом потерь в подшипниках).

Таким образом,

$$\eta = \sqrt[i]{\eta_{об}}.$$

Порядок выполнения работы

1. Подсчитать количество зубьев шестерен и колес, измерить диаметры вершин зубьев d_{a1} и d_{a2} . Результаты расчетов и измерений занести в табл. 7.1 отчета.

2. По данным табл. 7.1 отчета построить кинематическую схему редуктора, для чего использовать условные обозначения, показанные на рис. 7.2.

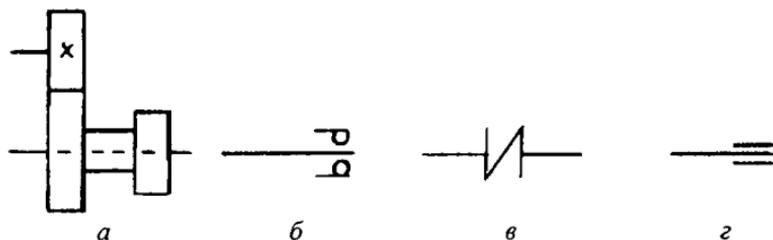


Рис. 7.2. Условное обозначение на схемах по ГОСТ 2.770-68 и ГОСТ 2.703-68:

- а – передачи зубчатые цилиндрические с прямыми зубьями (шестерня установлена на валу неподвижно. Блок свободно вращается на оси);
б – подшипники качения шариковые радиальные (общее обозначение);
в – соединение валов эластичное; г – подшипники радиальные

3. Включить электродвигатель и поворотом ручки 1б потенциометра установить частоту вращения вала электродвигателя $n = 700 \text{ мин}^{-1}$.

4. Установить стрелки индикаторов в нулевое положение.

5. Поворотом ручки потенциометра 1а нагружать редуктор моментами различной величины.

Снятие показаний индикатора измерительного устройства электродвигателя должно производиться при выбранной постоянной частоте вращения электродвигателя.

6. Записать в табл. 7.1 отчета показания индикаторов.

7. По формулам (7.5), (7.6) и (7.7) вычислить значения T_1 , T_2 и $\eta_{\text{об}}$. Результаты вычислений занести в ту же таблицу.

8. По данным табл. 7.1 отчета построить график $\eta = f(T_2)$ при $n_1 = \text{const}$.

9. Аналогичным образом провести опыты при $T_2 = \text{const}$ и переменной частоте вращения электродвигателя. Опытные данные и результаты расчетов занести в табл. 7.2 отчета.

10. Построить график зависимости $\eta = f(n)$ при $T_2 = \text{const}$.

Лабораторная работа № 7

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД МНОГОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

- Цель работы:
1. Определение геометрических параметров зубчатых колес и вычисление передаточных чисел.
 2. Изображение кинематической схемы редуктора.
 3. Построение графиков зависимости $\eta = f(T_2)$ при $n = \text{const}$ и $\eta = f(n)$ при $T_2 = \text{const}$.

Работу выполнил: _____ Ф.И.О.
группа _____
Работу принял: _____

Результаты измерений и расчета параметров колес и редуктора

Число зубьев

Диаметр вершин зубьев d_a , мм

Модуль m по формуле (7.3), мм

Межосевое расстояние a_w по формуле (7.4), мм

Передаточное число i по формуле (7.2)

Общее передаточное число по формуле (7.1)

Кинематическая схема редуктора

Таблица 7.1

Опытные данные и результаты расчетов

Определяемые величины	№ отсчетов					
	1	2	3	4	5	6
k_1 , делений						
$T_1 = \mu_1 \cdot k_1$						
k_2 , делений						
$T_2 = \mu_2 \cdot k_2$						
$\eta_{об} = \frac{T_2}{T_1 \cdot i_{об}}$						

График зависимости $\eta = f(T_2)$ при $n_1 = \text{const}$

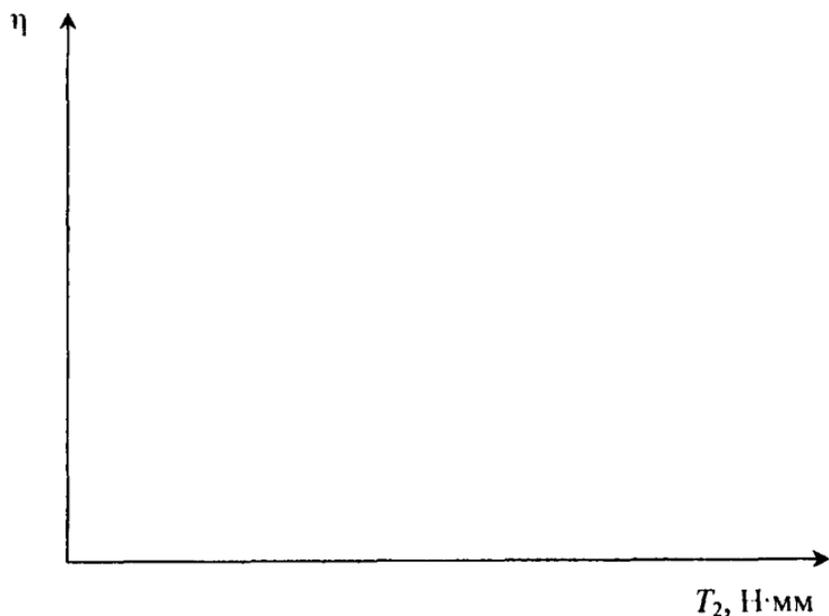
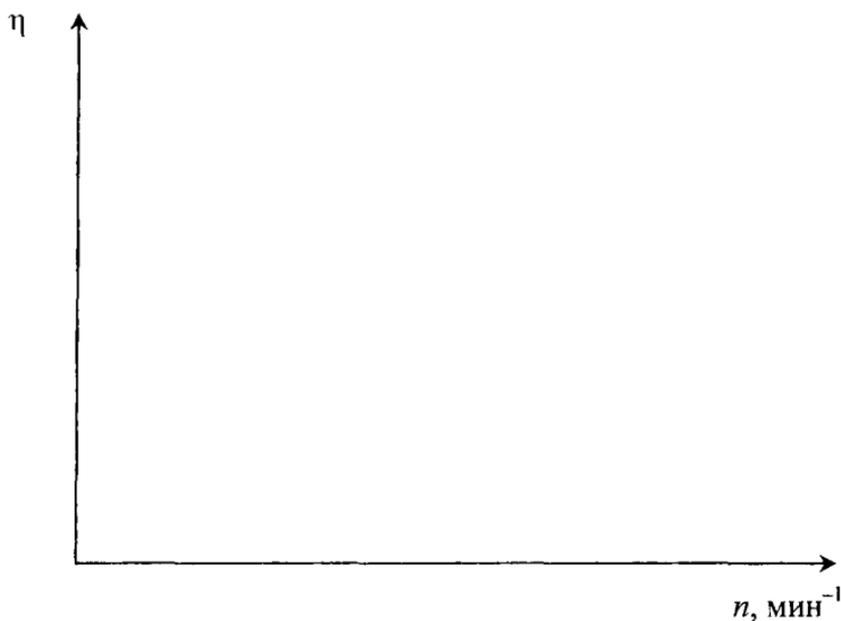


Таблица 7.2

Опытные данные и результаты расчетов

Определяемые величины	№ отсчетов					
	1	2	3	4	5	6
$k_1, \text{делений}$						
$T_1 = \mu_1 \cdot k_1$						
$\eta_{\text{об}} = \frac{T_2}{T_1 \cdot u_{\text{об}}}$						

График зависимости $\eta = f(n)$ при $T_2 = \text{const}$



Контрольные вопросы

1. Какие потери имеются в зубчатой передаче и каковы наиболее эффективные меры по понижению потерь в передаче?
2. Сущность относительных, постоянных и нагрузочных потерь.
3. Как изменяется КПД передачи в зависимости от передаваемой мощности?
4. Почему КПД с возрастанием степени точности зубчатых колес и передач повышается?

Лабораторная работа № 8

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы

1. Определение геометрических параметров червяка и червячного колеса.
2. Изображение кинематической схемы редуктора.
3. Построение графиков зависимости $\eta = f(T_2)$ при $n = \text{const}$ и $\eta = f(n)$ при $T_2 = \text{const}$.

Основные правила по технике безопасности

1. Включение установки производить с разрешения преподавателя.
2. Прибор должен подключаться к выпрямителю, а выпрямитель – к сети.
3. После окончания работы установку от сети отключить.

Описание установки

На литом основании 7 (рис. 8.1) смонтированы исследуемый редуктор 4, электродвигатель 2 с тахометром 1, показывающим частоту вращения, и нагрузочное устройство 5 (магнитный порошковый тормоз). На кронштейнах смонтированы измерительные устройства, состоящие из плоских пружин и индикаторов 3 и 6, штоки которых упираются в пружины.

На панели управления размещены тумблер 11, включающий и выключающий электродвигатель; ручка 10 потенциометра, позволяющая бесступенчато регулировать частоту вращения электродвигателя; тумблер 9, включающий нагрузочное устройство, и ручка 8 потенциометра, позволяющая регулировать тормозной момент T_2 .

Статор электродвигателя смонтирован на двух шарикоподшипниках, установленных в кронштейне, и может свободно поворачиваться вокруг оси, совпадающей с осью ротора. Возникший при работе электродвигателя реактивный момент полностью передается на статор и действует в направлении, противоположном вращению якоря. Такой электродвигатель называется балансирным.

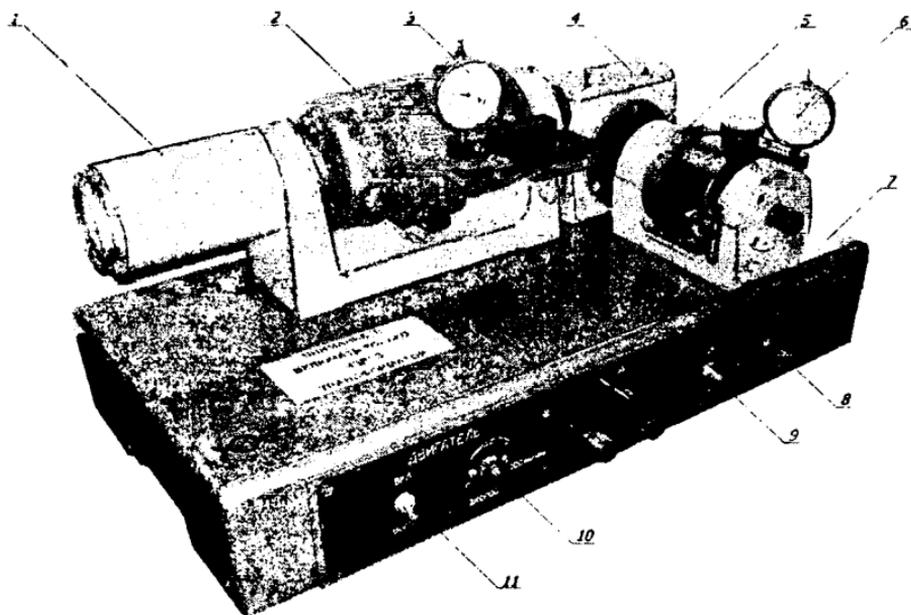


Рис. 8.1. Установка ДП-4К:

- 1 -- тахометр; 2 -- электродвигатель; 3, 6 -- индикаторы; 4 -- редуктор червячный;
 5 -- тормоз порошковый; 7 -- основание; 8 -- ручка регулирования нагрузки;
 9 -- тумблер включения нагрузочного устройства; 10 -- ручка регулирования скорости вращения электродвигателя; 11 -- тумблер включения электродвигателя

Для измерения величины момента, развиваемого двигателем, к статору прикреплен рычаг, который нажимает на плоскую пружину измерительного устройства. Деформация пружины передается на шток индикатора. По отклонению стрелки индикатора можно судить о величине этой деформации. Если пружину тарировать, т.е. установить зависимость момента T_1 , поворачивающего статор, и числа делений индикатора, то при выполнении опыта можно по показаниям индикатора судить о величине момента T_1 , развиваемого электродвигателем.

В результате тарировки измерительного устройства электродвигателя установлена величина тарировочного коэффициента

$$\mu_1 = 3.3 \text{ Н} \cdot \text{мм/деление} .$$

Аналогичным способом определяется тарировочный коэффициент тормозного устройства:

$$\mu_1 = 18,3 \text{ Н} \cdot \text{мм/деление} .$$

Общие сведения

Кинематическое исследование.

Передаточное число червячной передачи

$$u = z_2 / z_1, \quad (8.1)$$

где z_2 – число зубьев червячного колеса;

z_1 – число заходов (витков) червяка.

Червяк редуктора установки ДП-4К имеет модуль $m = 1,5$ мм, что отвечает ГОСТ 2144-93.

Делительный диаметр червяка d_1 и коэффициент диаметра червяка q определяются решением уравнений

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= qm; \\ d_{a1} &= d_1 + 2h_a^*m. \end{aligned} \right\}$$

Отсюда

$$d_1 = d_{a1} - 2h_a^*m; \quad (8.2)$$

$$q = d_1 / m. \quad (8.3)$$

По ГОСТ 19036-94 (исходный червяк и исходный производящий червяк) принимается коэффициент высоты головки витка $h_a^* = 1$.

Расчетный шаг червяка

$$p_1 = m\pi. \quad (8.4)$$

Ход витка

$$p_{z1} = p_1 \cdot z_1. \quad (8.5)$$

Делительный угол подъема

$$\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q. \quad (8.6)$$

Скорость скольжения, м/с:

$$V_{\text{ск}} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000 \cos \gamma}, \quad (8.7)$$

где n_1 – частота вращения электродвигателя, мин^{-1} .

Определение КПД редуктора

Потери мощности в червячном зацеплении складываются из потерь на трение в зацеплении, трение в подшипниках и гидравлических потерь на размешивание и разбрызгивание масла. Главную часть потерь составляют потери в зацеплении, зависящие от точности изготовления и сборки, жесткости всей системы (особенно жесткости вала червяка), способа смазки, материалов червяка и зубьев колеса, шероховатости контактных поверхностей, скорости скольжения, геометрии червяка и других факторов.

Общий КПД червячного редуктора

$$\eta = \eta_n^n \cdot \eta_r \cdot \eta_3,$$

где η_n – КПД, учитывающий потери в одной паре подшипников, для подшипников качения $\eta_n = 0,99 \dots 0,995$;

n – число пар подшипников;

$\eta_r = 0,99$ – КПД, учитывающий гидравлические потери;

η_3 – КПД, учитывающий потери в зацеплении и определяющийся по уравнению

$$\eta_3 = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi)},$$

где φ – угол трения, зависящий от материала червяка и зубьев колеса, шероховатости рабочих поверхностей, качества смазки и скорости скольжения.

Опытное определение КПД редуктора основано на одновременном и независимом измерении крутящих моментов T_1 на входном и T_2 на выходном валах редуктора. КПД редуктора можно определить по уравнению

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 u},$$

где T_1 – крутящий момент на валу электродвигателя;

T_2 – крутящий момент на выходном валу редуктора.

Опытные значения крутящих моментов определяются по зависимостям

$$T_1 = \mu_1 \cdot k_1; \quad (8.8)$$

$$T_2 = \mu_2 \cdot k_2, \quad (8.9)$$

где μ_1 и μ_2 – тарифовочные коэффициенты;

k_1 и k_2 – соответственно показания индикаторов измерительных устройств двигателя и тормоза.

Порядок выполнения работы

1. Подсчитать число зубьев колеса, число витков червяка и измерить диаметр вершин витков червяка. Результаты расчетов и измерений занести в табл. 8.1 отчета.

2. По данным табл. 8.1 отчета построить кинематическую схему червячной передачи, для чего использовать условные обозначения, показанные на рис. 8.2 (ГОСТ 2.770–68).

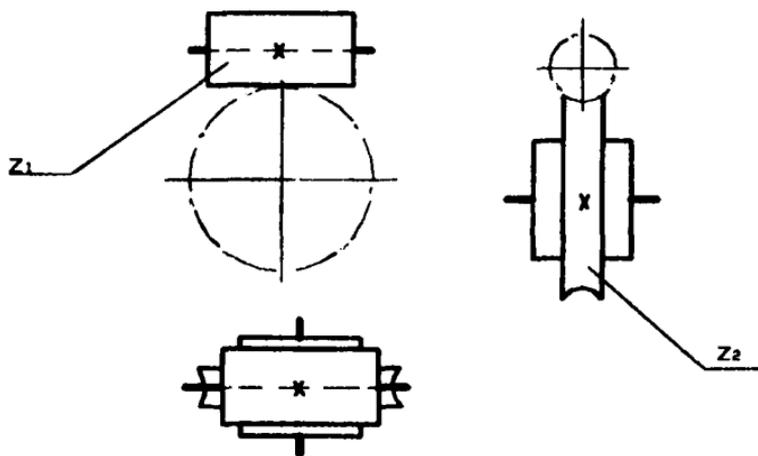


Рис. 8.2. Условное обозначение червячной передачи с цилиндрическим червяком

3. Включить электродвигатель и поворотом ручки 10 потенциометра (см. рис. 8.1) установить частоту вращения вала электродвигателя $n_1 = 1200 \text{ мин}^{-1}$.

4. Установить стрелки индикаторов в нулевое положение.

5. Поворотом ручки 8 потенциометра нагружать редуктор различными моментами T_2 .

Снятие показаний индикатора измерительного устройства электродвигателя должно производиться при выбранной частоте вращения электродвигателя.

6. Записать в табл. 8.2 отчета показания индикатора.

7. По формулам (8.8) и (8.9) вычислить значения T_1 и T_2 . Результаты вычислений занести в ту же таблицу.

8. По данным табл. 8.2 отчёта построить график $\eta = f(T_2)$ при $n_1 = \text{const}$.

9. Аналогичным способом провести опыты при $T_2 = \text{const}$ и переменной частоте вращения. Опытные данные и результаты расчетов занести в табл. 8.3 отчета.

10. Построить график зависимости $\eta = f(n)$ при $T_2 = \text{const}$.

Лабораторная работа № 8

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

- Цель работы:
1. Определение геометрических параметров червяка и червячного колеса.
 2. Изображение кинематической схемы редуктора.
 3. Построение графиков зависимости $\eta = f(T_2)$ при $n = \text{const}$ и $\eta = f(n)$ при $T_2 = \text{const}$.

Работу выполнил: Ф.И.О.
группа
Работу принял:

Результаты измерений и расчетов

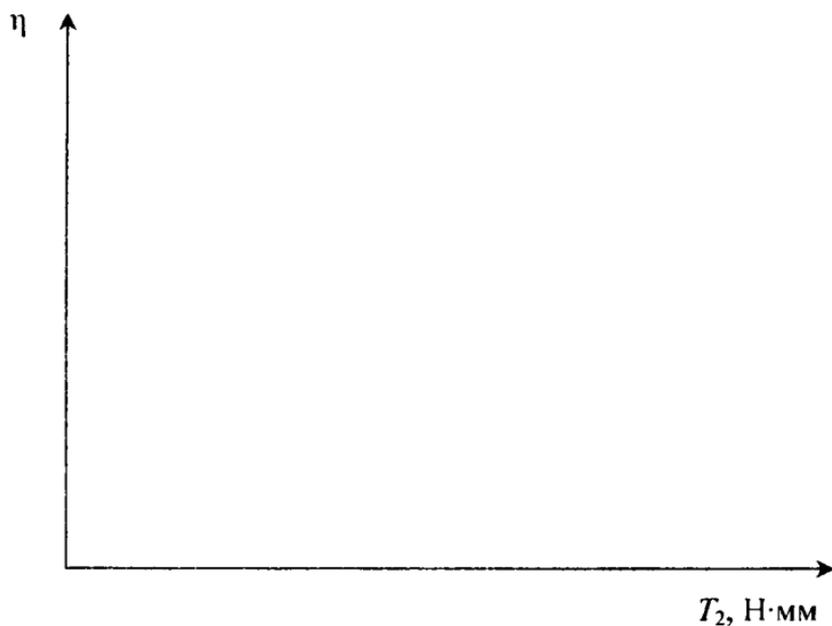
Число зубьев колеса z_2	
Число витков (заходов) червяка z_1	
Передаточное число u по формуле (8.1)	
Диаметр вершин витков червяка d_{a1} , мм	
Модуль m , мм	
Делительный диаметр червяка d_1 по формуле (8.2), мм	
Коэффициент диаметра червяка q по формуле (8.3)	
Расчетный шаг червяка p_1 по формуле (8.4), мм	
Ход витка p_z по формуле (8.5), мм	
Делительный угол подъема γ по формуле (8.6)	
Скорость скольжения $V_{ск}$ по формуле (8.7)	

Кинематическая схема червячной передачи

Опытные данные и результаты расчетов

Показания индикатора k_2 , делений	Значения $T_2 = \mu_2 \cdot k_2$, Н·мм,	Значения КПД $\eta = \frac{T_2}{u \cdot T_1}$

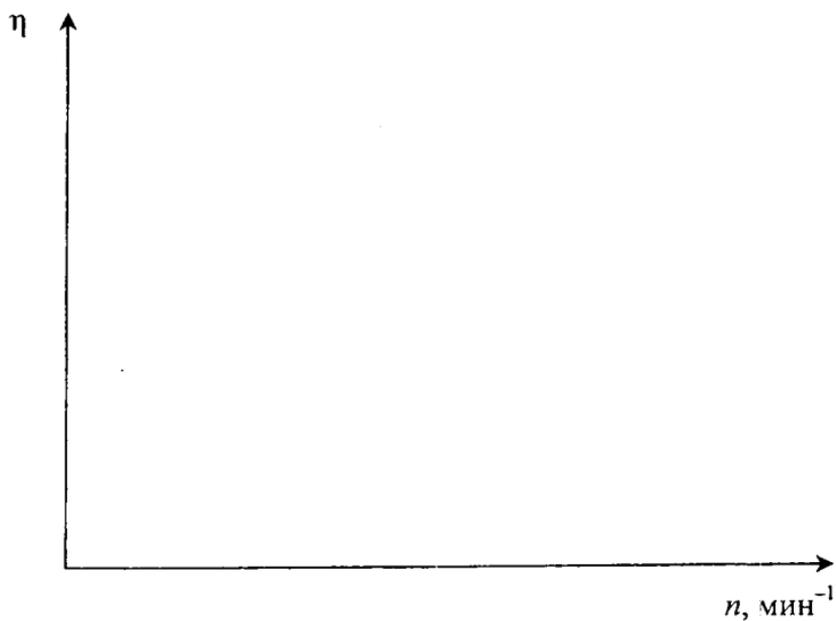
График зависимости $\eta = f(T_2)$ при $n_1 = \text{const}$



Опытные данные и результаты расчетов

Показания индикатора k_1 , делений	Значения $T_1 = \mu_1 \cdot k_1$, Н·мм	Значения КПД $\eta = \frac{T_2}{u \cdot T_1}$

График зависимости $\eta = f(T_2)$ при $n_1 = \text{const}$



Контрольные вопросы

1. Почему червячную передачу не рекомендуется применять при больших мощностях?
2. Какое влияние оказывает число витков червяка z_1 на величину КПД передачи?
3. Каковы наиболее эффективные способы повышения КПД червячных редукторов?
4. Каковы преимущества и недостатки червячной передачи по сравнению с зубчатой и когда она применяется?

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Цель работы

1. Изучить работу подшипника скольжения в режиме жидкостного трения.
2. Определить коэффициент трения в зависимости от удельной нагрузки.
3. Построить графики зависимости $f = f(p)$ на основании теоретической зависимости и по опытным данным.

Основные правила по технике безопасности

1. Запрещается открывать заднюю крышку при работающем электродвигателе.
2. Не включать установку под нагрузкой.
3. Нагружение подшипника производить только при работающем двигателе.
4. Не включать установку до устойчивой подачи масла (30...40 капель в минуту).
5. Кран на маслопроводе открывать до пуска установки и закрывать после полной остановки.
6. Работа на установке разрешается только в присутствии преподавателя.

Общие сведения

Момент трения и тепловыделение в подшипнике растут с ростом коэффициента трения. Коэффициент трения будет наименьшим при переходе от граничного трения к жидкостному (рис. 9.1). При жидкостном трении трущиеся поверхности полностью разделены слоем смазки.

Жидкостное трение может быть осуществлено за счет:

- а) подачи масла в зазор между цапфой и втулкой под таким давлением, которое уравновесило бы нагрузку на подшипник (гидростатический подпор);

б) создания таких условий, при которых внутри масляного слоя появляется противодействие необходимой величины (гидродинамический подпор).

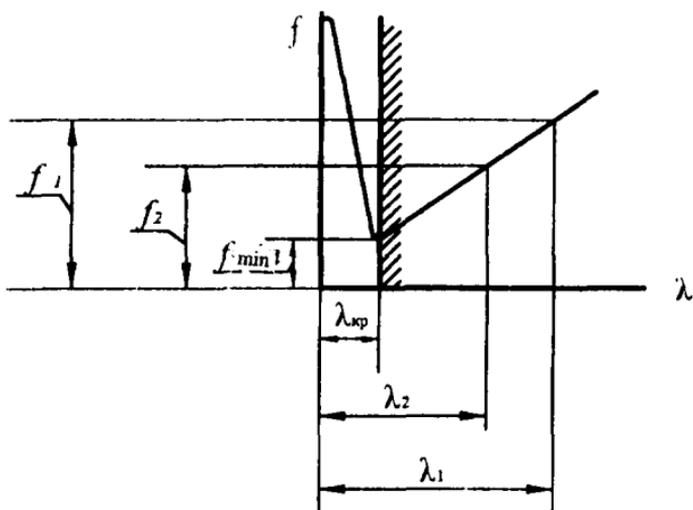


Рис. 9.1. Зависимость коэффициента трения в подшипнике от характеристики режима работы подшипника

В данном случае исследуется работа подшипника в режиме жидкостного трения. Теоретическим путем установлена зависимость среднего коэффициента трения в подшипнике от геометрических параметров подшипника и характеристики режима работы в виде

$$f = 0,1 \frac{\mu \cdot \omega}{p \cdot 10^6} \cdot \frac{d}{\Delta} + 0,55 \frac{\Delta}{d}, \quad (9.1)$$

где Δ – диаметральный зазор в подшипнике, мм;
 d – диаметр шипа, мм;

$\frac{\mu \cdot \omega}{p} = \lambda$ – характеристика режима работы подшипника (величина безразмерная).

Здесь μ – динамическая вязкость масла, Па·с;
 ω – угловая скорость шипа, c^{-1} ;
 p – удельная нагрузка в подшипнике, МПа.

Из формулы (9.1) следует, что коэффициент трения в подшипнике данного размера зависит от характеристики режима работы подшипника (см. рис. 9.1). Вязкость масла μ , определяемая значением температуры, является регулирующим фактором, способствующим удерживанию режима жидкостного трения.

При увеличении λ от λ_2 до λ_1 , например, из-за изменения n или p , значение f возрастает от f_2 до f_1 . В результате увеличивается количество выделяемого тепла и, следовательно, уменьшается вязкость масла, а это вызывает уменьшение λ и соответственно уменьшение f . При этом количество выделяемого тепла падает, вязкость увеличивается, снова растет коэффициент трения и т.д.

Следовательно, режим работы подшипника автоматически регулируется изменением вязкости масла μ . При λ ниже $\lambda_{кр}$ возникает разрыв масляной пленки и наступает режим граничного трения.

Работа подшипника в этом режиме весьма неустойчива, характеризуется резкими изменениями коэффициента трения и повышенным износом.

Экспериментальное значение коэффициента трения в подшипнике может быть определено по уравнению

$$f = 0,23 \frac{\delta}{F}, \quad (9.2)$$

где δ – показание нижнего индикатора (число делений);

F – показание нагрузочного динамометра, Н.

Описание установки

Для исследования подшипника используется установка ДМ 29 М (рис. 9.2 и 9.3). От электродвигателя 12, (рис. 9.3) размещенного внутри корпуса 1, вращение передается через трехступенчатую клиноременную передачу 13 шпинделю. Натяжение ремней производится винтовым устройством, поворачивающим раму, на которой установлен электродвигатель.

Шпиндель, вращающийся в двух шарикоподшипниковых опорах, установленных в корпусе, имеет консольно расположенный рабочий участок (шип), который несет на себе обойму 15 с подшипниковой втулкой 16. Эта втулка вместе с шипом образует исследуемый подшипник скольжения, для нагружения которого используются

винт 9, рукоятка 8 и тяговый параллелограмм 19. Для измерения радиального усилия на подшипник используется динамометр 10, установленный между винтом и параллелограммом. При вращении рукоятки винт перемещается вверх и через динамометр и параллелограмм передает усилие на подшипник. Шкала динамометра градуирована в кгс ($1 \text{ кгс} = 9,81 \text{ Н} \approx 10 \text{ Н}$).

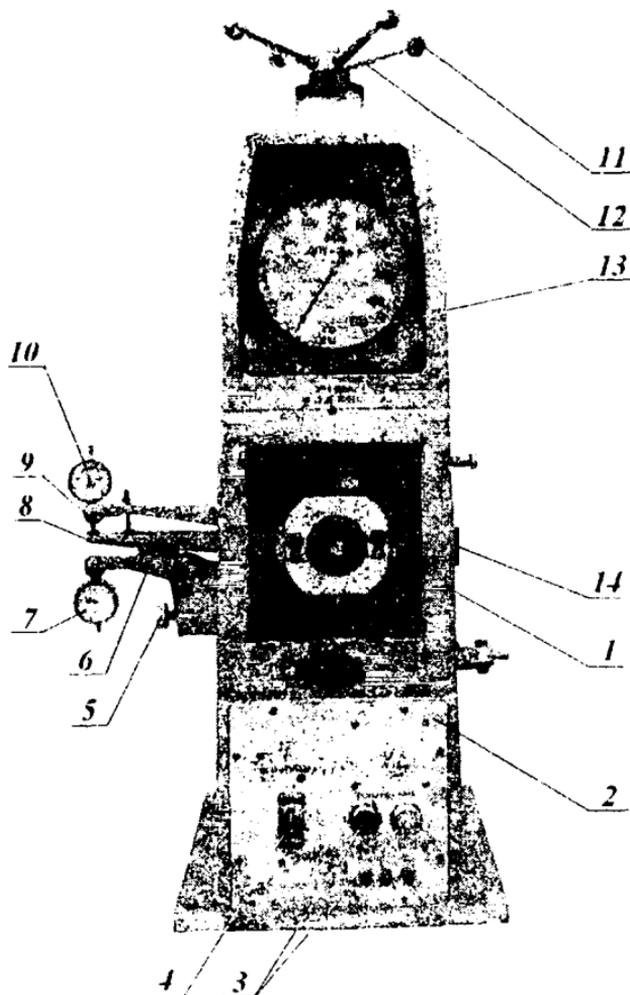


Рис. 9.2. Установка ДМ29М:

- 1 – корпус; 2 – панель управления; 3 – кнопки включения-выключения электродвигателя; 4 – включатель сети; 5 – винт регулировочный; 6 – кронштейн нижний; 7, 10 – индикаторы; 8 – рычаг измерительный; 9 – кронштейн верхний; 11 – рукоятка; 12 – винт нагружения; 13 – динамометр; 14 – груз балансирный

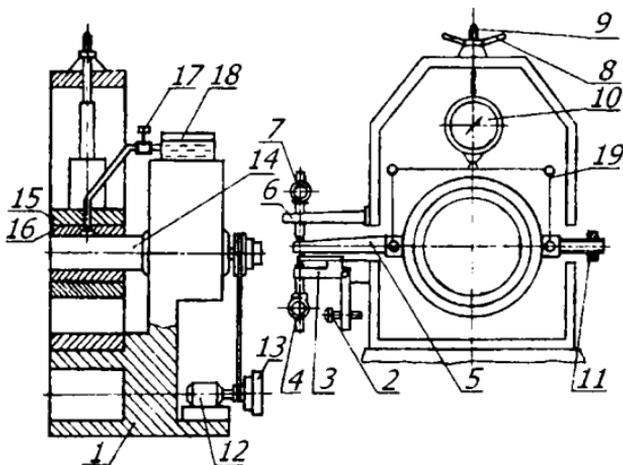


Рис. 9.3. Схема установки:

1 – корпус; 2 – винт регулировочный; 3 – кронштейн нижний; 4, 7 – индикаторы; 5 – рычаг измерительный; 6 – кронштейн верхний; 8 – рукоятка; 9 – винт нагружения; 10 – динамометр; 11 – груз балансирный; 12 – электродвигатель; 13 – клиноременная передача; 14 – шпиндель; 15 – обойма; 16 – втулка подшипника; 17 – краник; 18 – бачок; 19 – параллелограмм тяговый

Для определения момента трения в подшипнике имеется измерительное устройство (см. рис. 9.3), состоящее из закрепленных на обойме 15 измерительного рычага 5 и балансирного груза 11, нижнего качающегося кронштейна 3 с регулировочным винтом 2, измерительной пружины и индикатором 4, а также неподвижного верхнего кронштейна 6 с индикатором 7. При вращении шпинделя 14 за счет момента трения на подшипнике измерительный рычаг давит на пружину и через нее – на ножку индикатора, по показаниям которого определяется величина момента трения. Верхний индикатор 7 служит для контроля установки рычага в исходное положение.

Для смазки подшипника используется масло, заливаемое в бачок 18, откуда оно самотеком по шлангу через запорный краник 17 поступает в приемную воронку подшипника.

Техническая характеристика испытуемого подшипника: диаметр шипа 60 мм, длина шипа 60 мм, диаметральный зазор $\Delta = 0,11$ мм, материал вала – сталь 45 по ГОСТ 1050-88, материал втулки – бронза Бр АЖ 9-4 по ГОСТ 18175-78. Длина измерительного рычага 8 равна 310 мм. Усилие нагружения – от 50 до 500 кгс. Частота вращения вала – 760; 1350; 2400 мин^{-1} .

Электродвигатель типа А02-12-4 мощностью $P = 0,8$ кВт с частотой вращения 1350 мин^{-1} .

Порядок выполнения работы

1. Изучить устройство испытательной установки, вычертить схему и составить ее описание.

2. Заполнить табл. 9.1 отчета. Марка масла сообщается преподавателем. Обычно применяется масло индустриальное 20 с динамической вязкостью $\mu_{30} = 17 \cdot 10^3$ Па·с.

3. Вычислить и занести в табл. 9.2 отчета величины средних удельных нагрузок $p = \frac{F}{d \cdot l \cdot 10^6}$, МПа, в подшипнике для усилий нагружения F от 50 до 5000 Н с интервалом 500 Н (d и l в м).

4. По формуле (9.1) вычислить коэффициент жидкостного трения f для соответствующих величин p при частоте вращения шипа 760; 1350; 2400 мин⁻¹.

5. Построить график зависимости по формуле (9.1).

6. Проверить готовность установки к работе. Залить масло в систему смазки подшипника. Уравновесить балансирным грузом 14 (см. рис. 9.3) массу измерительного рычага 8 и выставить его в горизонтальное положение. Подвести винтом качающийся кронштейн так, чтобы измерительная пружина вошла в соприкосновение с пятой рычага, и выставить на нуль нижний 7 и 10 верхний индикаторы.

7. Подать масло каплями в подшипник (примерно 30...40 капель в минуту) и включить электродвигатель. Нагрузить подшипник усилием 500 Н и дать проработать 3...5 минут. Затем с помощью винта качающегося кронштейна вывести верхний индикатор на нуль и записать показание индикатора в табл. 9.2 отчета.

8. Нагрузить ступенями через 500 Н подшипник и в табл. 9.2 отчета записать показания нижнего индикатора.

Примечание. На каждой ступени нагружения с помощью винта качающегося кронштейна необходимо выводить верхний индикатор на нуль.

9. По формуле (9.2) определить коэффициент трения для всех случаев нагружения и занести в табл. 9.2 отчета.

10. Построить график зависимости $f = f(p)$ по формуле (9.2).

Образец оформления отчета

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Детали машин, ПТМ и М»

Лабораторная работа № 9

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

- Цель работы:
1. Изучить работу подшипника в режиме жидкостного трения.
 2. Определить коэффициент трения в зависимости от удельной нагрузки.
 3. Построить графики зависимости $f = f(p)$ на основании теоретической зависимости и по опытным данным.

Работу выполнил: _____ Ф.И.О.

_____ группа

Работу принял: _____

Расчетные уравнения

$$f = 0,1 \frac{\mu \cdot \omega}{p \cdot 10^6} \cdot \frac{d}{\Delta} + 0,55 \frac{\Delta}{d} - \text{коэффициент трения расчетный;}$$

$$f = 0,23 \frac{\delta}{F} - \text{коэффициент трения экспериментальный}$$

Таблица 9.1

Характеристика подшипника

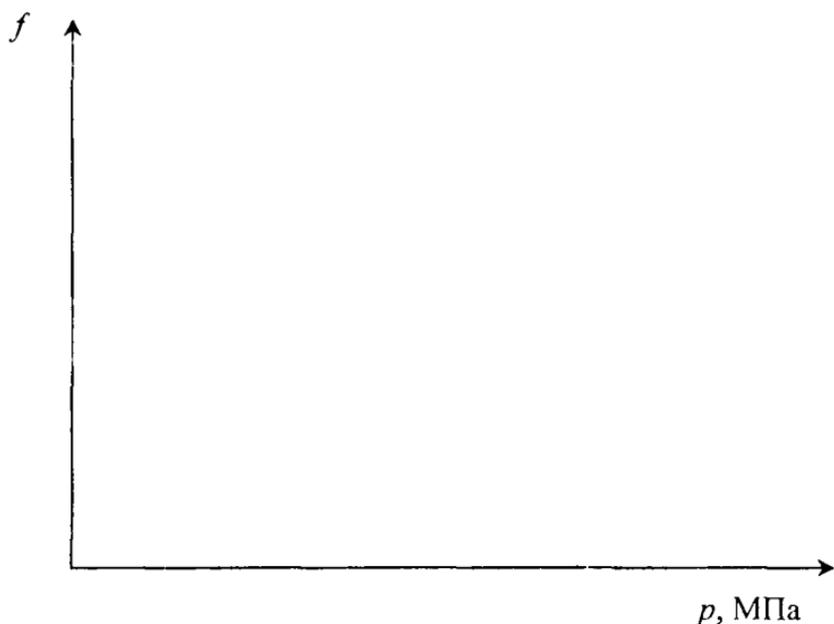
Материал	шипа	
	втулки	
Номинальный диаметр подшипника d , мм		
Длина шипа l , мм		
Диаметральный зазор в подшипнике Δ , мм		
Наименование и марка масла		
Динамическая вязкость масла при расчетной температуре μ_{30} , Па·с		

Таблица 9.2

Результаты испытаний подшипника

Нагрузка на подшипник F , Н	
Удельная нагрузка p , МПа	
Показание нижнего индикатора δ , делений	
Коэффициент трения экспериментальный (формула (9.2))	
Коэффициент трения расчетный (формула (9.1))	

Графики зависимости $f = f(p)$ по экспериментальным
и расчетным данным



Контрольные вопросы

1. Чем объясняется устойчивый характер жидкостного трения в подшипнике?
2. Есть ли соответствие между расчетным и экспериментальным коэффициентами трения для исследуемого режима работы подшипника?
3. Какие смазочные материалы применяют в подшипниках скольжения?
4. Что представляют собой динамическая и кинематическая вязкость и в каких единицах они измеряются?

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

Цель работы

1. Определение момента трения в подшипниках качения.
2. Определение приведенного коэффициента трения в подшипниках качения.

Основные правила по технике безопасности

1. Включение установки производить с разрешения преподавателя.
2. Нагружение подшипников производить при неработающей установке.
3. Для предупреждения падения испытательной головки при нагружении подшипников прижимать ее в осевом направлении (от себя) до упора.
4. После окончания работы установку отключить от сети.
5. Трубку, соединяющую камеру подшипников со шприцем для подачи масла, и термометр НЕ ТРОГАТЬ!

Описание установки

Опытное определение момента трения M_T в подшипниках и определение приведенного коэффициента трения $f_{пр}$ производится на установке ДМ 28 (рис. 10.1).

Асинхронный электродвигатель через клиноременную передачу I с трехступенчатыми шкивами осуществляет вращение вала и четырех испытуемых подшипников, заключенных в головке 6. Частота вращения подшипников $n = 970, 1880$ и 2860 мин⁻¹. Пуск электродвигателя производится с помощью выключателя 10 , смонтированного на корпусе установки.

Суммарный момент M_T в четырех подшипниках отсчитывается по шкале 8, градуированной в Н·м. На установке предусмотрено измерение M_T методом тензометрирования с помощью пружины и наклеенного на нее проволочного датчика.

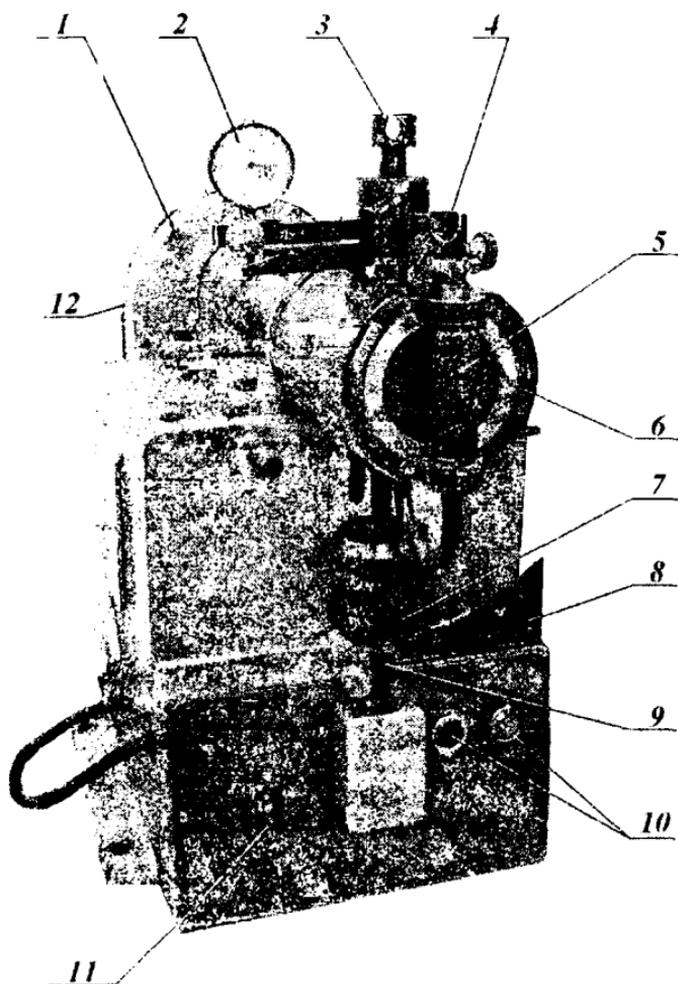


Рис. 10.1. Установка ДМ28:

- 1 – клиноременная передача (закрыта кожухом); 2 – индикатор;
 3 – винт нагружения подшипников; 4 – место установки термометра; 5 – шприц;
 6 – головка испытательная; 7 – груз; 8 – шкала; 9 – маятник;
 10 – кнопки включения-выключения электродвигателя; 11 – тумблер включения сети;
 12 – скоба динамометрическая

На рис. 10.2 показана испытательная головка. Она состоит из корпуса 6, в котором смонтированы два крайних подшипника 14 и средние подшипники 11, маятника 9, груза 7, шприца 5 и термометра 4 для измерения температуры масла. Средние подшипники установлены в обойме 1.

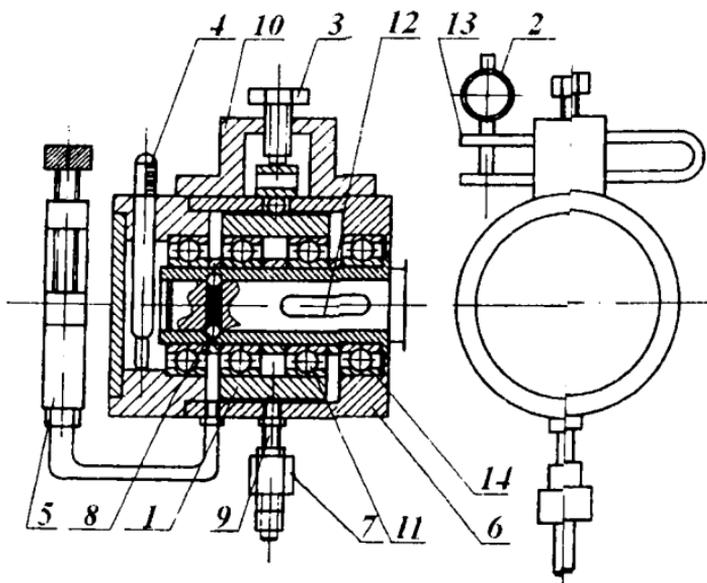


Рис. 10.2. Испытательная головка:

- 1 – обойма наружная; 2 – индикатор; 3 – винт нагружения подшипников;
 4 – термометр; 5 – шприц; 6 – корпус головки; 7 – груз; 8 – подпружиненные шарики;
 9 – маятник; 10 – скоба; 11 – подшипники средние; 12 – вал приводной;
 13 – скоба динамометрическая; 14 – подшипники крайние

Внутренние кольца испытуемых подшипников посажены на втулке, которая установлена на приводном валу 12 и фиксируется в осевом направлении подпружиненными шариками 8.

Нагружение исследуемых подшипников производится винтом 3, свернутым в скобу 10. Величина нагрузки устанавливается с помощью протарированной динамометрической скобы 13 и индикатора 12.

Положение груза 7 на маятнике регулируется с целью ограничения отклонения маятника при измерении разных по величине моментов.

Общие сведения

Основным источником потерь в подшипниках качения является сопротивление перекачиванию тел качения по беговым дорожкам колец, зависящее от нагрузки на подшипник, его размеров, свойств материалов деталей подшипников и т.п.

Кроме того, потери вызываются трением тел качения о сепаратор, трением деталей подшипника о смазку, гидравлическим сопротивлением в смазке и т.п.

Определение составляющих суммарных потерь затруднительно. В настоящей работе определяется суммарный момент сил трения. Основная составляющая потерь в подшипнике, зависящая от чистоты качения, определяется по уравнению

$$M_{\text{тк}} = 1,2 f_k F_r \frac{D_0}{d_{\text{ш}}}, \text{ Н}\cdot\text{мм}, \quad (10.1)$$

где f_k – коэффициент трения качения, мм; например, для шарика из закаленной стали, перекатывающегося по стальной закаленной поверхности, $f_k = 0,01$ мм;

F_r – радиальная нагрузка на подшипник, Н;

D_0 – диаметр расположения центров тел качения, мм;

$d_{\text{ш}}$ – диаметр шариков, $d_{\text{ш}} \approx 0,3 (D_0 - d)$, мм;

d – посадочный диаметр внутреннего кольца подшипника, мм.

Числовой коэффициент в формуле (10.1):

$$1,2 = \frac{\sum F_{ir}}{F_r},$$

где F_{ir} – радиальная нагрузка, действующая на отдельный шарик.

Суммарный момент сил трения $M_{\text{т1}}$ в подшипнике, учитывающий совокупность всех потерь, определяется по формуле

$$M_{\text{т1}} = F_r f_{\text{пр}} \cdot \frac{d}{2}, \text{ Н}\cdot\text{мм}, \quad (10.2)$$

где $f_{\text{пр}}$ – условный приведенный коэффициент трения при определении суммарного момента сил трения.

Очевидно, $M_{\text{тк}} < M_{\text{т1}}$, поскольку в $M_{\text{тк}}$ учитываются потери только на перекатывание. $M_{\text{тк}}$, приведенный к посадочной поверхности внутреннего кольца, можно определить по уравнению

$$M_{\text{тк}} = F_r \cdot f_{\text{к.пр}} \cdot \frac{d}{2}, \text{ Н}\cdot\text{мм}. \quad (10.3)$$

Приравнивая формулы (10.1) и (10.3), получим

$$f_{к.пр} = 2,4 \cdot \frac{D_0}{d \cdot d_{ш}} \cdot f_k. \quad (10.4)$$

Из (10.2) получаем

$$f_{пр} = \frac{2M_{т1}}{d \cdot F_r}, \quad (10.5)$$

где $M_{т1}$ – суммарный момент сил сопротивления вращению одного подшипника, полученный при измерении:

$$M_{т1} = \frac{M_T}{4},$$

где M_T – суммарный момент трения в четырех подшипниках, отсчитываемый по шкале 8 (см. рис. 10.1) в Н·м.

В настоящей работе изложена методика определения $M_{т1}$ для радиальных однорядных шарикоподшипников, поэтому для опытов необходимо использовать головки с подшипниками 208 и 308.

Необходимые для выполнения работы размеры этих подшипников приведены в табл. 10.1 отчета.

Порядок выполнения работы

1. Вычертить в отчете упрощенную схему, показанную на рис. 10.3. Дать краткое описание испытательной головки.
2. Шприцем 5 (см. рис. 10.2) заполнить испытательную головку маслом до полного погружения в масло нижнего тела качения.
3. Нагрузить подшипники посредством винта 3 (см. рис. 10.2) усилием 12000 Н.
4. Включить установку и прогреть испытательную головку до температуры 40...50 °С.
5. Выключить установку и снять нагрузку до нуля.

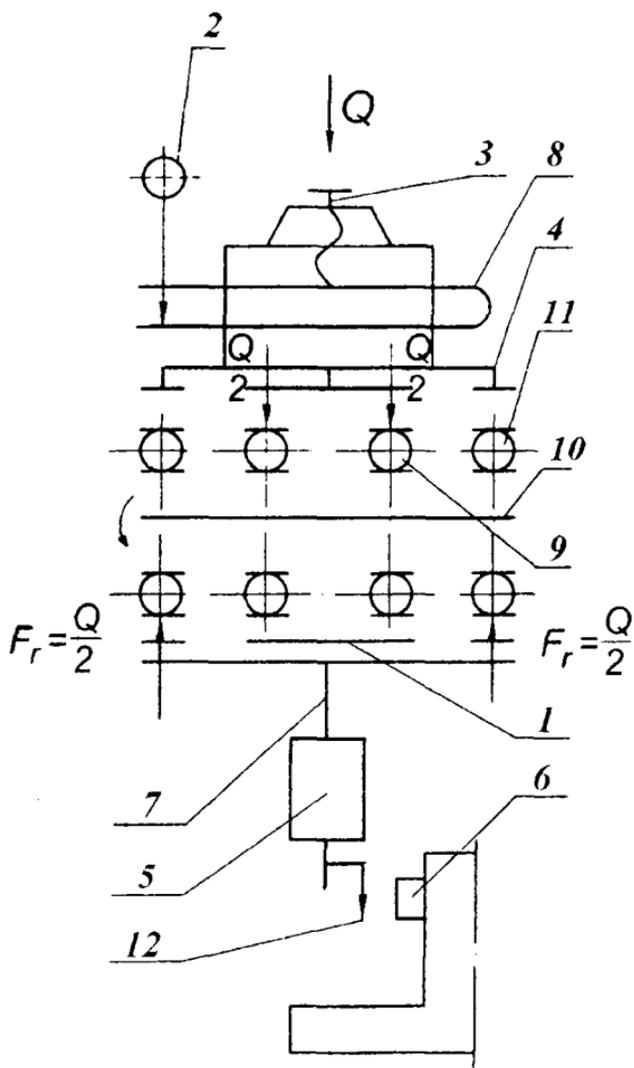


Рис. 10.3. Упрощенная схема испытательной головки:

- 1 – обойма наружная; 2 – индикатор; 3 – винт нагружения подшипников;
 4 – корпус головки; 5 – груз; 6 – шкала; 7 – маятник; 8 – скоба динамометрическая;
 9 – подшипники средние; 10 – вал приводной; 11 – подшипники крайние;
 12 – стрелка – указатель

6. При нагрузке «ноль» включить установку, снять показание со шкалы 8 (см. рис. 10.1) и занести в табл. 10.2 отчета, затем последовательно нагружать силами 1000, 3000, 6000, 9000, 12000 Н и заносить значения момента трения в табл. 10.2.

Нагружение подшипников производить при **выключенной установке**.

7. По данным табл. 10.2 отчета построить график.

8. Снять нагрузку до нуля.

9. Шприцем 5 удалить смазку из подшипниковой камеры.

10. Выполнить действия, указанные в п. 6, данные занести в табл. 10.3.

11. По данным табл. 10.3 отчета построить график $M_{\tau 1} = f(P_r)$.

12. По формуле (10.5) определить приведенный коэффициент трения $f_{\text{пр}}$ при разных уровнях масла и соответствующих им $M_{\tau 1}$ и построить график зависимости этого коэффициента от нагрузки $f_{\text{пр}} = f(F_r)$.

Кривые зависимости $M_{\tau 1} = f(P_r)$ по пп. 8, 12 выполнить на одном поле графика. То же сделать и для $f_{\text{пр}} = f(F_r)$.

Лабораторная работа № 10

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

- Цель работы:
1. Определение момента трения в подшипниках качения.
 2. Определение приведенного коэффициента трения в подшипниках качения.

Работу выполнил: Ф.И.О.
группа
Работу принял:

Основные параметры подшипников

Параметры подшипника	208	308
Диаметр отверстия d , мм	40	40
Наружный диаметр D , мм	80	90
Диаметр по центрам тел качения D_0 , мм	60	65
Диаметр тела качения $d_{ш}$, мм	12,7	15,08

Таблица 10.2

Значения M_T при полном погружении
нижнего тела качения в масло

Нагрузка Q , Н	0	1000	3000	6000	9000	12000
Число делений индикатора	0	15	45	90	135	180
Суммарный момент четырех подшипников M_T						
Нагрузка на один подшипник $F_r = \frac{Q}{2}$	0	500	1500	3000	4500	6000
Момент трения для одного подшипника $M_{\tau 1} = \frac{M_T}{4}$						
Приведенный коэффициент трения $f_{np} = \frac{2M_{\tau 1}}{d \cdot F_r}$						

Значения M_T при смазке, удаленной из подшипниковой камеры

Нагрузка Q , Н	0	1000	3000	6000	9000	12000
Число делений индикатора	0	15	45	90	135	180
Суммарный момент четырех подшипников M_T						
Нагрузка на один подшипник $F_r = \frac{Q}{2}$	0	500	1500	3000	4500	6000
Момент трения для одного подшипника $M_{T1} = \frac{M_T}{4}$						
Приведенный коэффициент трения $f_{np} = \frac{2M_{T1}}{d \cdot F_r}$						

График зависимости суммарного момента трения от нагрузки
для одного подшипника

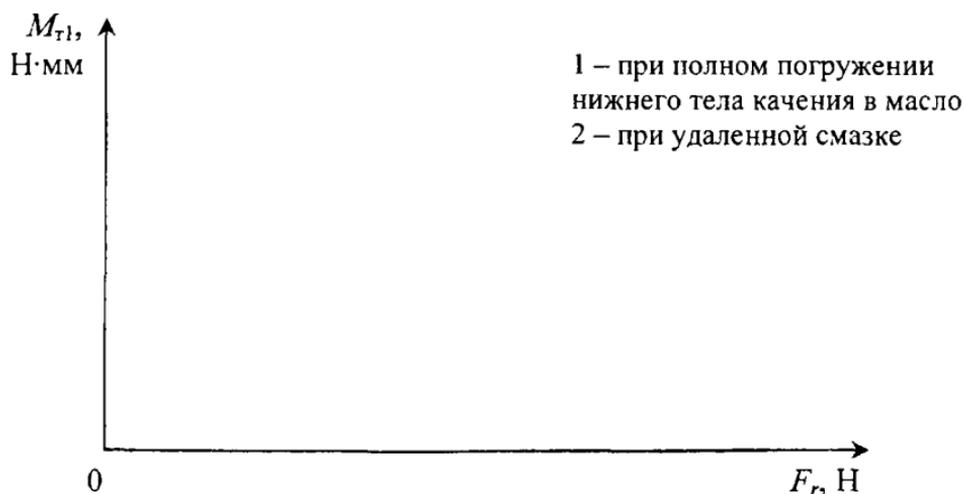
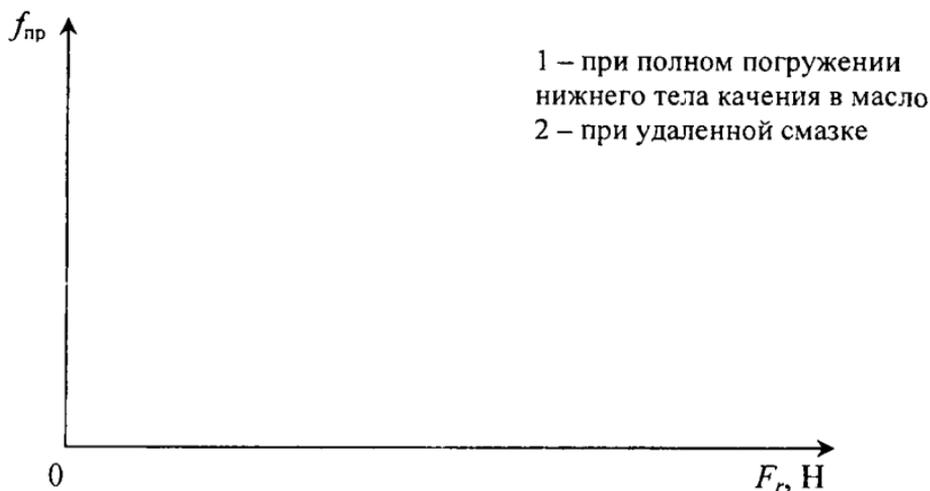


График зависимости приведенного коэффициента трения $f_{пр}$ от нагрузки



Контрольные вопросы

1. От чего зависит сопротивление вращению подшипника?
2. Как изменится момент трения в подшипнике с изменением нагрузки?
3. Как изменяется приведенный коэффициент трения в подшипнике с изменением нагрузки?
4. Как изменяются моменты трения и приведенный коэффициент трения от уровня заполнения подшипниковой камеры маслом?
5. По формуле (10.4) определить $f_{кпр}$ и сравнить его с $f_{пр}$, полученными при испытании.
6. Выполнить эскизы основных типов подшипников и дать им краткую характеристику (шариковый радиальный однорядный, шариковый радиальный сферический двухрядный, роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами, роликовый сферический двухрядный, роликовый радиальный игольчатый, шариковый радиально-упорный однорядный, шариковый упорный однорядный, роликовый конический однорядный).

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы

1. Кинематическое исследование редуктора и изображение его схемы.
2. Построение графиков зависимости $\eta = f(T_2)$ при $n_1 = \text{const}$ и $\eta = f(n)$ при $T_2 = \text{const}$.

Основные правила по технике безопасности

1. Включение установки производить с разрешения преподавателя.
2. Прибор должен подключаться к сети через выпрямитель.
3. При работающей установке крышка редуктора должна быть закрыта.
4. После окончания работы установку от сети отключить.

Описание установки

Установка ДП-5К смонтирована на металлическом основании (рис. 11.1) и состоит из электродвигателя 3 с тахометром 2, нагрузочного устройства 6 (магнитный порошковый тормоз) и испытуемого планетарного редуктора 5. Входной и выходной валы редуктора при помощи упругих муфт соединены с валами электродвигателя и нагрузочного устройства. На кронштейнах смонтированы измерительные устройства, состоящие из индикаторов 4 и 7, штоки которых упираются в плоские пружины. Статор электродвигателя установлен в подшипниках качения и может поворачиваться относительно оси, совпадающей с осью якоря. При работе электродвигателя на статор действует реактивный момент в направлении, противоположном вращению якоря. Такой двигатель называется балансирным.

На панели управления (рис. 11.1) размещены тумблер 11 для включения и выключения электродвигателя; ручка 10 потенциометра, позволяющая бесступенчато регулировать частоту вращения электродвигателя; сигнальная лампочка, загорающаяся при включении электродвигателя; тумблер 9, включающий нагрузочное устройство, и ручка потенциометра 8 для регулировки тормозного момента.

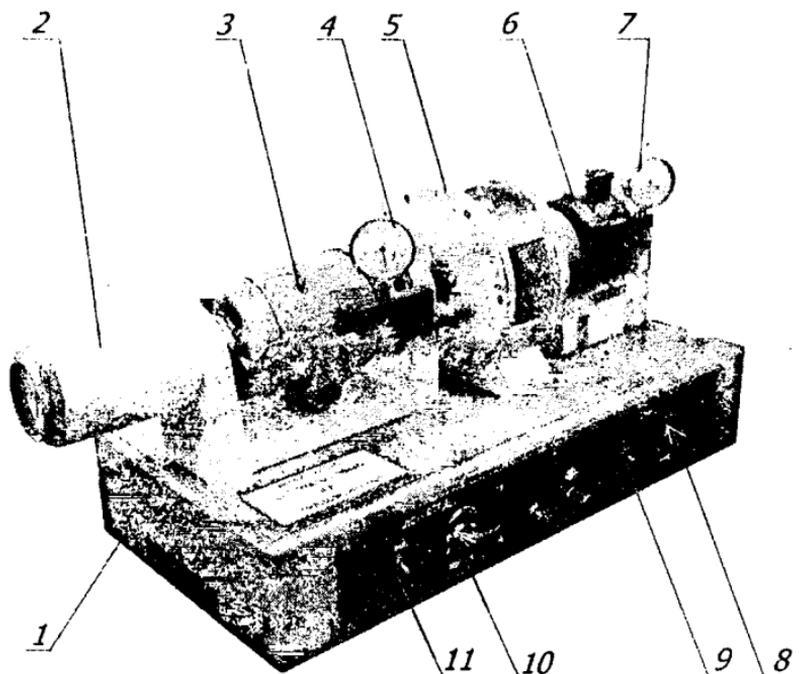


Рис. 11.1 Установка ДП-5К:

- 1 – корпус; 2 – тахометр; 3 – электродвигатель; 4, 7 – индикаторы;
 5 – редуктор планетарный; 6 – тормоз порошковый (нагрузочное устройство);
 8 – ручка регулирования нагрузки; 9 – тумблер включения нагрузочного
 устройства; 10 – ручка регулирования частоты вращения электродвигателя;
 11 – тумблер включения электродвигателя

Исследуемый планетарный зубчатый редуктор (рис. 11.2) состоит из центральных колес 1 ($z_1 = 17$) и 2 ($z_2 = 87$), водила H и установленных в нем двух осей сателлитов, состоящих из колес 3 ($z_3 = 87$) и 4 ($z_4 = 17$).

При вращении центрального колеса 1 крутящий момент передается на сателлиты 3 и 4, которые жестко закреплены на одной оси и вращаются с постоянной угловой скоростью. Сателлит 4 обкатывается вокруг неподвижного центрального колеса 2 и приводит во вращение водило H .

Момент T_1 , развиваемый электродвигателем, передается на редуктор и затем на нагрузочное устройство, создающее момент сопротивления T_2 .

Нагрузочное устройство, как и электродвигатель, имеет балансирную систему. Статор представляет собой электромагнит, а ротор – железный цилиндр. Магнитный зазор между ними заполнен смесью карбонильного железа с минеральным маслом. При подаче тока в обмотку электромагнита магнитная смесь оказывает сопротивление вращению ротора.

Для измерения величины момента, развиваемого электродвигателем, к статору прикреплен рычаг, который нажимает на плоскую пружину измерительного устройства. Деформация пружины фиксируется индикатором часового типа. Если пружину предварительно протарировать, т.е. установить зависимость показаний индикатора от момента T_1 , поворачивающего статор, то при выполнении опыта по показаниям индикатора можно судить о величине момента T_1 двигателя.

В результате тарировки измерительного устройства электродвигателя установлена величина тарировочного коэффициента

$$\mu_1 = 3,0 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{деление индикатора}}$$

Аналогично определена величина тарировочного коэффициента для нагрузочного устройства:

$$\mu_2 = 21,5 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{деление индикатора}}$$

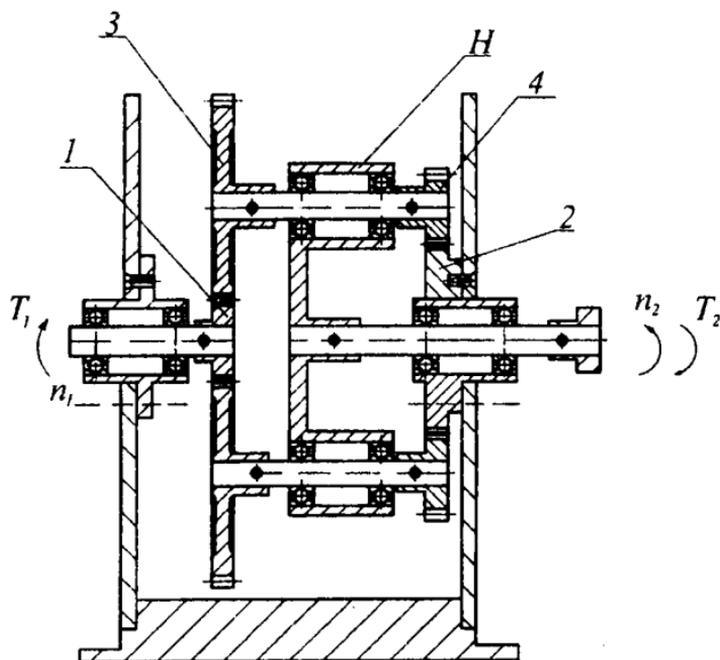


Рис. 11.2. Планетарный зубчатый редуктор:
1, 2 – центральное колесо; 3, 4 – сателлит; H – водило

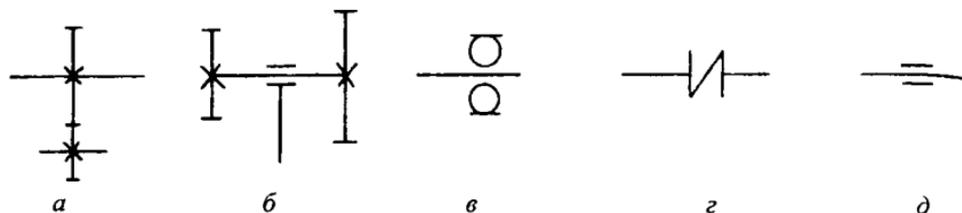


Рис. 11.3. Условные обозначения на схемах по ГОСТ 2.770-68 и 2.703-68:
a – передача зубчатая (цилиндрическая) с внешним зацеплением (без уточнения типа зубьев); *б* – блок зубчатых колес в подшипнике (без уточнения типа);
в – подшипники качения радиальные (общее обозначение);
г – соединение валов эластичное; *д* – подшипники скольжения радиальные

Общие сведения

1. Кинематическое исследование.

Модуль цилиндрических прямозубых колес (изготовлены без смещения инструмента) определяется по формуле

$$m = \frac{d_a}{z + 2}, \quad (11.1)$$

где d_a – диаметр вершин зубьев колеса (или шестерни), мм;
 z – число зубьев колеса (или шестерни).

Передаточное отношение планетарного редуктора определяется по формуле Виллиса

$$i_{1H}^2 = 1 - i_{12}^H, \quad (11.2)$$

где i_{1H}^2 – передаточное отношение от центрального колеса z_1 к водилу H при неподвижном колесе z_2 ;

i_{12}^H – передаточное отношение от центрального колеса z_1 к неподвижному колесу z_2 при остановленном водиле H ;

$$i_{12}^H = i_{13}^H \cdot i_{42}^H = \left(-\frac{z_3}{z_1} \right) \cdot \left(-\frac{z_2}{z_4} \right).$$

2. Определение КПД редуктора.

Потери энергии в зубчатых передачах в основном складываются из потерь:

– на трение в зацеплении;

- на разбрызгивание масла;
- в подшипниках.

В данном случае потерь на разбрызгивание масла нет, так как редуктор – открытый, без смазки.

Определение КПД редуктора основано на одновременном и независимом измерении крутящих моментов на входном T_1 и выходном T_2 валах редуктора.

Общий КПД редуктора определяется по формуле

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 \cdot i_{1H}^2},$$

где T_1 – крутящий момент на валу электродвигателя, Н·мм;

T_2 – крутящий (тормозной) момент на выходном валу редуктора, Н·мм;

i_{1H}^2 – передаточное отношение редуктора.

Крутящие моменты T_1 и T_2 определяются по формулам:

$$T_1 = \mu_1 k_1; \quad T_2 = \mu_2 k_2,$$

где k_1 и k_2 – показания индикаторов.

Теоретически КПД планетарного редуктора можно определить рассмотрев соотношение мощностей на входном и выходном валах:

$$T_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta + T_2 \cdot \omega_H = 0, \quad (11.3)$$

где T_1 и T_2 – моменты на соответствующих звеньях;

η – КПД планетарной передачи.

Разделим обе части уравнения на ω_H , получим

$$T_1 \cdot i_{1H}^2 \cdot \eta + T_2 = 0.$$

Если всем звеньям планетарной передачи придать вращение вокруг общей оси с угловой скоростью – ω_H (т.е. применить метод инверсии), то водило остановится и мы получим зубчатую передачу с неподвижными осями. Тогда зубчатые колеса будут вращаться с угловыми скоростями

$$\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H; \quad \omega_2^H = \omega_2 - \omega_H,$$

а уравнение мощностей этой передачи запишется

$$T_1 \cdot \omega_1^H \cdot \eta_{12}^H + T_2' \cdot \omega_2^H = 0, \quad (11.4)$$

где T_2' – реактивный момент на колесе 2;

η_{12}^H – КПД зубчатой передачи.

Разделив обе части уравнений на ω_2^H и обозначив передаточное отношение зубчатой передачи через $i_{12}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_2^H}$, получим

$$T_1 \cdot i_{12}^H \cdot \eta_{12}^H + T_2' = 0.$$

Уравнение равновесия всех внешних моментов имеет вид

$$T_1 + T_H + T_2' = 0.$$

Подставляя в это уравнение

$$T_H = -T_1 \cdot i_{1H}^2 \cdot \eta; \quad T_2' = -T_1 \cdot i_{12}^H \cdot \eta^H,$$

получим

$$i_{1H}^2 \cdot \eta + i_{12}^H \cdot \eta^H = 1,$$

откуда

$$\eta = \frac{1}{i_{1H}^2} \left[1 - i_{12}^H \cdot \eta_{12}^H \right] = \frac{1}{i_{1H}^2} \left[1 - \eta_{12}^H \left(1 - i_{1H}^2 \right) \right],$$

где $\eta_{12}^H = \eta_{13}^H \cdot \eta_{42}^H$ – КПД зацеплений колес 1 и 3, 4 и 2 в предположении неподвижности водила H . Для внешнего зацепления можно принять

$$\eta_{13}^H = \eta_{42}^H = 0,95.$$

Изложенный метод расчета КПД планетарных передач не учитывает потерь на трение во вращательной кинематической паре водила, коэффициент потерь в которой обычно сравнительно мал (2...3 %).

Порядок выполнения работы

1. Кинематическое исследование редуктора.

Снять с редуктора откидную крышку из органического стекла.

Вычертить кинематическую схему редуктора и обозначить все зубчатые колеса, для чего использовать условные обозначения, показанные на рис. 11.3.

Замерить диаметр вершин любого зубчатого колеса и определить модуль (число зубьев колес дано в описании прибора). Модуль уточнить по ГОСТ 9563-60.

Определить передаточное отношение редуктора, а затем по показаниям тахометра проверить частоту вращения выходного вала.

2. Определение КПД редуктора.

В редукторе поставить на место откидную крышку из органического стекла.

Получить разрешение руководителя на включение прибора.

Включить электродвигатель и, вращая ручку потенциометра, установить по тахометру заранее заданную частоту вращения электродвигателя (номинальная частота вращения электродвигателя 1000 мин^{-1}).

Установить индикаторы измерительных устройств электродвигателя и тормоза на «ноль».

Включить нагрузочное устройство и поворотом ручки потенциометра по показаниям индикатора установить величину тормозного момента T_2 .

При падении частоты вращения электродвигателя ручкой потенциометра электродвигателя вновь восстановить ранее принятую частоту вращения.

По показаниям индикатора измерительного устройства электродвигателя определить величину момента на его валу.

Поворотом ручки потенциометра нагрузочного устройства увеличить момент T_2 (через интервал $10 \dots 20$ делений индикатора), затем снова снять показания измерительного устройства электродвигателя. Опытные данные и результаты расчетов занести в табл. 11.1 отчета. Опыт повторить 5-6 раз. При этом все время поддерживать постоянную частоту вращения электродвигателя.

Построить график $\eta = f(T_2)$ при $n_1 = \text{const}$.

Аналогичным образом провести опыты при $T_2 = \text{const}$ и переменной частоте вращения. Опытные данные и результаты расчетов занести в табл. 11.2 отчета.

Построить график зависимости $\eta = f(n_1)$ при $T_2 = \text{const}$.

После проведения лабораторной работы выключить установку.

Лабораторная работа № 11

**КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД
ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА**

- Цель работы:
1. Изображение кинематической схемы редуктора.
 2. Определение модуля зацепления.
 3. Определение передаточного отношения редуктора.
 4. Построение графика зависимости $\eta = f(T_2)$ при $n_1 = \text{const}$ и $\eta = f(n_1)$ при $T_2 = \text{const}$.

Работу выполнил: _____ Ф.И.О.
группа _____
Работу принял: _____

Результаты измерения и расчета параметров колес и редуктора

Число зубьев z_1

Диаметр вершин d_a , мм

Модуль m , мм, по формуле (11.1)

Передаточное отношение i_{1H}^2 по формуле (11.2)

Кинематическая схема редуктора

Таблица 11.1

Опытные данные и результаты расчетов

Определяемые величины	№ отсчетов					
	1	2	3	4	5	6
K_1 , делений						
$T_1 = \mu_1 \cdot k_1$						
K_2 , делений						
$T_2 = \mu_2 \cdot k_2$						
$\eta = \frac{T_2}{T_1 \cdot i_{1H}^2}$						

График зависимости $\eta = f(T_2)$ при $n_1 = \text{const}$

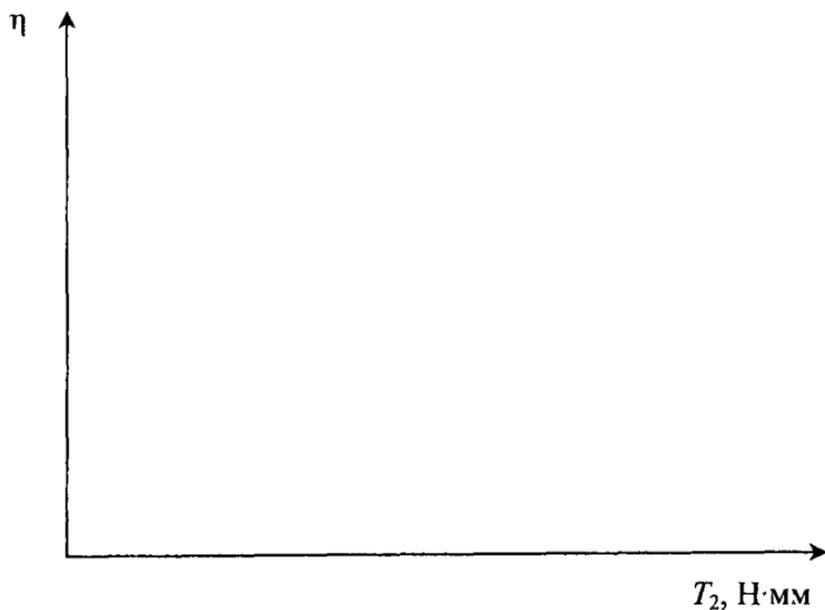
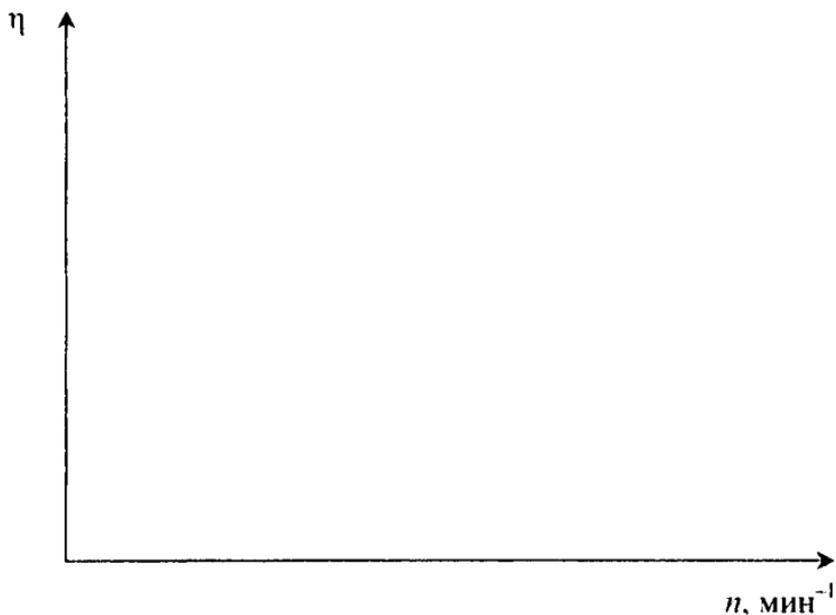


Таблица 11.2

Опытные данные и результаты расчетов

Определяемые величины	№ отсчетов					
	1	2	3	4	5	6
K_1 делений						
$T_1 = \mu_1 \cdot k_1$						
$\eta = \frac{T_2}{T_1 \cdot i_{1H}^2}$						

График зависимости $\eta = f(n_1)$ при $T_2 = \text{const}$



Контрольные вопросы

1. Что такое планетарная передача?
2. Какие достоинства и недостатки имеют планетарные передачи по сравнению с зубчатыми передачами с неподвижными осями?
3. Какие потери имеются в планетарных передачах?
4. Каковы наиболее эффективные меры по снижению потерь в передачах?
5. Для чего необходимо знать КПД механизма, что он характеризует?
6. Как влияет увеличение степени точности зубчатых колес на КПД передачи?

ИСПЫТАНИЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ

Муфты служат для соединения валов и передачи вращающего момента от одного вала к другому. Предохранительная муфта в отличие от других при возрастании передаваемого момента выше предельного, на который она настроена, срабатывает, предохраняя машину от поломки. Срабатывание выражается в проскальзывании ведомой части муфты относительно ведущей.

В работе изучаются следующие предохранительные муфты:

- фрикционная конусная;
- фрикционная многодисковая;
- кулачковая;
- шариковая.

Цель работы

1. Настройка и проверка предельного момента предохранительных муфт.
2. Определение коэффициентов точности срабатывания муфт.

Основные правила по технике безопасности

1. Включение установки производить с разрешения преподавателя.
2. Перед включением установки убедиться, что муфта закрыта колпаком из оргстекла.
3. После окончания работы установку от сети отключить.

Общие сведения

Конусная муфта (рис. 12.1) состоит из ведущего конуса 1, свободно сидящего на ведомой втулке 3, по которой на шпонке скользит ведомый конус 2, прижимаемый пружиной 5 к ведущему конусу. Передаваемый муфтой момент есть момент сил трения на конусной поверхности:

$$T = F_{\text{тр}} \frac{D_{\text{ср}}}{2}.$$

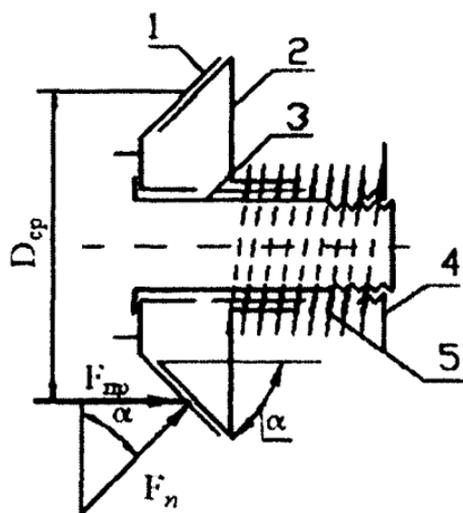


Рис. 12.1. Схема конусной муфты

Сила трения

$$F_{\text{тр}} = F_n \cdot f,$$

где F_n – нормальная к поверхности сила, Н;
 f – коэффициент трения;

$\frac{D_{\text{cp}}}{2}$ – средний радиус – плечо силы трения, мм.

Из треугольника сил на конусной поверхности

$$F_n = \frac{F_{\text{пр}}}{\sin \alpha},$$

где $F_{\text{пр}}$ – усилие пружины, Н;

α – угол между образующей и осью конуса, градус.

Подставив эти соотношения в выражение для T , получим

$$T = \frac{F_{\text{пр}} \cdot f \cdot D_{\text{cp}}}{2 \sin \alpha}.$$

В многодисковой фрикционной муфте (рис. 12.2) момент передается с ведущих на ведомые диски силами трения на их рабочих поверхностях. Расчетный момент

В шариковой муфте (рис. 12.4) момент передается с ведущей на ведомую полумуфту силами в точках контакта шариков. Расчетный момент

$$T = \frac{F_{\text{пр}} \cdot D}{2[\text{tg}(\alpha - \rho) - f \cdot D/d]},$$

где $F_{\text{пр}}$ – усилие пружины, Н;

D – диаметр расположения шариков, мм;

α – угол наклона касательной в точке соприкосновения шариков к оси муфты, градус:

$$\alpha = \arcsin \frac{d_{\text{ш}} - h}{d_{\text{ш}}},$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр шарика, мм;

h – высота выступающей части шарика, мм;

$\rho = 2 \dots 5^\circ$ – угол трения между шариками;

$f = 0,05 \dots 0,1$ – коэффициент трения подвижной полумуфты на валу;

d – диаметр (наружный) шлицевого вала, направляющего подвижную полумуфту, мм.

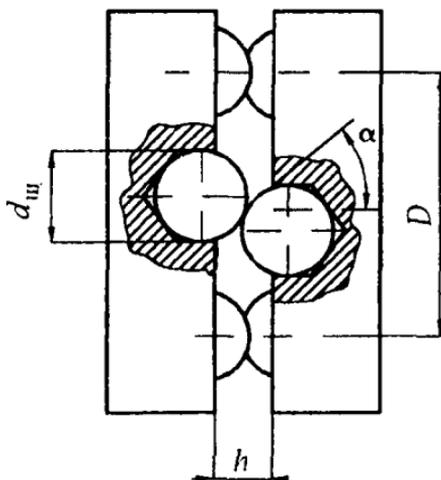


Рис. 12.4. Схема шариковой муфты

Описание установки

Установки для испытаний муфт (рис. 12.5) состоит из приводимого во вращение электродвигателем редуктора, на выходном (тихоходном)

валу которого закрепляется исследуемая муфта – ее ведущая часть. Вал, соединяемый с ведомой частью муфты, размещен внутри тихоходного вала (на подшипниках), и с другой стороны редуктора на этом валу закреплен барабан тормоза. Колодки тормоза на этом же валу висят свободно на своих подшипниках (балансирный тормоз).

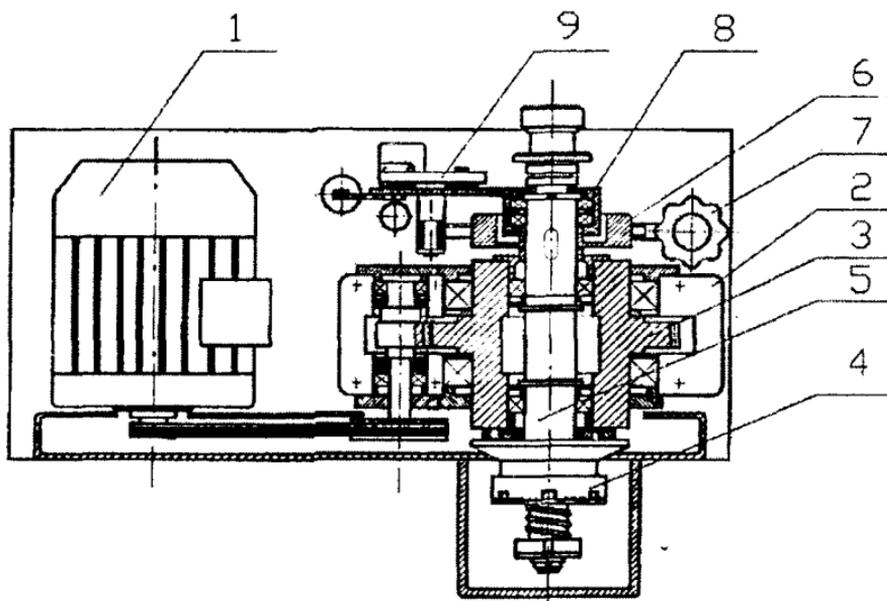


Рис.12.5. Схема установки для испытания муфт:

- 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – колеса; 4 – ведущая часть муфты;
5 – ведомый вал; 6 – тормозной барабан; 7 – маховичок; 8 – рычаг тормоза;
9 – индикаторная пластинка

Если колодки прижимают к барабану (маховичком), он увлекает их силами трения, но от проворачивания колодки удерживает индикаторная пластинка, степень деформации которой определяется величиной момента на тормозе. Деформация фиксируется индикатором, по показаниям которого определяют тормозной момент по зависимости

$$T = 0,157n, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $0,157 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{деление}}$ – тарировочный коэффициент, полученный на-

грузением тормоза моментами при помощи рычага и грузов – график показал практически прямую зависимость $n = f(T)$;

n – число делений индикатора.

Определение рабочей длины пружины

Рабочая длина пружины $l_{\text{пр}}$ при испытании предохранительных муфт рассчитывается по формуле

$$l_{\text{пр}} = l_{\text{св}} - K \cdot F_{\text{пр}}, \text{ мм},$$

где $l_{\text{св}}$ – длина пружины в свободном состоянии, мм;

K – коэффициент осадки пружины при действии на неё сжимающей силы, мм/Н;

$F_{\text{пр}}$ – усилие пружины, Н.

Значения $l_{\text{св}}$ и K приведены в табл. 12.1.

Таблица 12.1

Рабочая длина пружин

№ пружины	Длина пружины при $F_{\text{пр}}$, мм
0	$l_{\text{пр}} = 53 - 0,0397 \cdot F_{\text{пр}}$
2	$l_{\text{пр}} = 53 - 0,0434 \cdot F_{\text{пр}}$
3	$l_{\text{пр}} = 53 - 0,0408 \cdot F_{\text{пр}}$
4	$l_{\text{пр}} = 53 - 0,0356 \cdot F_{\text{пр}}$
5	$l_{\text{пр}} = 44,5 - 0,0294 \cdot F_{\text{пр}}$
8	$l_{\text{пр}} = 52 - 0,0404 \cdot F_{\text{пр}}$

Порядок испытания фрикционной конусной муфты

1. Разобрать муфту, отвернув круглую контргайку и нажимную гайку. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей, сделать эскиз муфты (без размеров).

2. На ведущем конусе угломером измерить угол α и штангенциркулем средний диаметр $D_{\text{ср}}$.

Для определения $D_{\text{ср}}$ измерить расстояние l от цилиндрического пояска конуса до середины полоски трения и вычислить $D_{\text{ср}}$ по формуле

$$D_{\text{ср}} = D - 2l \cdot \sin \alpha,$$

где D – диаметр цилиндрического пояска.

3. Собрать муфту и затянуть пружину до усилия $F_{\text{пр}} = 250 \text{ Н}$, определив для этого ее длину $l_{\text{пр}}$ по табл. 12.1.

4. Расчетом определить момент, передаваемый муфтой. Принять коэффициент трения $f = 0,2$ (текстолит по стали).

Занести все данные в отчет.

5. Установить муфту на стенд и закрепить ее на ведомом валу гайкой с шайбой.

6. Отпустить колодки тормоза, включить электродвигатель и, плавно зажимая колодки, заметить максимальное показание стрелки индикатора в момент срабатывания муфты, а также показание индикатора при работе муфты в режиме проскальзывания. Занести показания в таблицу отчета. Опыт повторить пять раз.

7. По показаниям индикатора определить моменты и записать в таблицу 12.2 отчета.

8. Определить коэффициент точности срабатывания муфты

$$k_r = \frac{T_{\text{пр. max}}}{T_{\text{пр. min}}},$$

где $T_{\text{пр. max}}$ и $T_{\text{пр. min}}$ – максимальное и минимальное значения предельного момента по данным пяти опытов. Предельный момент определяется по максимальному отклонению стрелки в момент начала проскальзывания.

9. Определить коэффициент остаточного момента

$$k_{\text{ом}} = \frac{T_{\text{ост}}}{T_{\text{пр}}},$$

где $T_{\text{ост}}$ и $T_{\text{пр}}$ – средние значения остаточного момента (момента проскальзывания) и предельного момента за 5 опытов.

10. Определить среднее значение коэффициента трения покоя

$$f_{\text{п}} = \frac{2T_{\text{пр}} \cdot \sin \alpha}{F_{\text{пр}} \cdot D_{\text{ср}}}.$$

11. Определить среднее значение коэффициента трения движения

$$f_{\text{д}} = \frac{2T_{\text{ост}} \cdot \sin \alpha}{F_{\text{пр}} \cdot D_{\text{ср}}}.$$

Порядок испытания фрикционной многодисковой муфты

1. Разобрать муфту, отвернув круглую контргайку и гайку. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей.

2. Замерить средний диаметр поверхностей трения $D_{\text{ср}}$ штангенциркулем и определить количество поверхностей трения.

3. Собрать муфту и затянуть пружину до усилия $F_{\text{пр}} = 200$ Н, определив для этого ее длину $l_{\text{пр}}$ по табл. 12.1.

4. Расчетом определить момент, передаваемый муфтой, если $f = 0,25$ (ферродо по стали).

5. Установить муфту на стенд и закрепить ее на ведомом валу гайкой с шайбой.

6. Отпустить колодку тормоза, включить электродвигатель и, плавно зажимая колодки, отметить и записать в таблицу протокола максимальное показание стрелки индикатора в момент срабатывания муфты, а также среднее показание индикатора при работе муфты в режиме проскальзывания. Опыт повторить пять раз.

7. По показаниям индикатора определить моменты и записать их величину в табл. 12.2 отчета.

8. Определить коэффициент точности срабатывания муфты

$$k_{\text{т}} = \frac{T_{\text{пр. max}}}{T_{\text{пр. min}}},$$

где $T_{\text{пр. max}}$ и $T_{\text{пр. min}}$ – максимальное и минимальное значения предельного момента по данным пяти опытов.

9. Определить коэффициент остаточного момента

$$k_{\text{ом}} = \frac{T_{\text{ост}}}{T_{\text{пр}}},$$

где $T_{\text{ост}}$ и $T_{\text{пр}}$ – средние значения момента проскальзывания и предельного момента за пять опытов.

10. Определить среднее значение коэффициента трения покоя

$$f_{\text{п}} = \frac{2T_{\text{пр}}}{F_{\text{пр}} \cdot D_{\text{ср}} \cdot z}.$$

11. Определить среднее значение коэффициента трения движения

$$f_{\text{п}} = \frac{2T_{\text{ост}}}{F_{\text{пр}} \cdot D_{\text{ср}} \cdot z}.$$

Порядок испытания кулачковой муфты

1. Разобрать муфту, отвернув круглую контргайку и гайку. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей.

2. Штангенциркулем и угломером измерить параметры, необходимые для характеристики муфты, и занести их в отчет.

3. Собрать муфту и затянуть пружину до усилия $F_{\text{пр}} = 200 \text{ Н}$, определив для этого ее длину $l_{\text{пр}}$ по табл. 12.1.

4. Расчетом определить момент, передаваемый муфтой.

5. Установить муфту на стенд и закрепить ее на ведомом валу гайкой с шайбой.

6. Отпустить колодки тормоза, включить электродвигатель и, плавно зажимая колодки, заметить максимальное показание стрелки индикатора в момент срабатывания муфты. Занести показания в табл. 12.3 отчета. Опыт повторить пять раз.

7. По показаниям индикатора определить моменты и записать в табл. 12.3 отчета.

8. Определить коэффициент точности срабатывания муфты

$$k_{\text{т}} = \frac{T_{\text{пр. max}}}{T_{\text{пр. min}}},$$

где $T_{\text{пр. max}}$ и $T_{\text{пр. min}}$ – максимальное и минимальное значения предельного момента по данным пяти опытов. Предельный момент определяется по максимальному отклонению стрелки в момент начала проскальзывания.

Порядок испытания шариковой муфты

Испытания шариковой муфты проводятся так же, как кулачковой.

$l_{\text{пр}}$ для шариковой муфты определить по табл. 12.1.

Лабораторная работа № 12

ИСПЫТАНИЕ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ

Цель работы: 1. Настройка и проверка моментов, передаваемых предохранительными муфтами.
 2. Определение коэффициентов точности срабатывания муфт.

Работу выполнил: Ф.И.О.
 группа
Работу принял:

Характеристика фрикционной конусной муфты

Материал ведущего конуса –

Материал ведомого конуса –

Угол между образующей и осью конуса

$\alpha =$

Средний диаметр поверхности трения

$D_{\text{ср}} =$

Расчетный момент сил трения

$T =$

Таблица 12.1

Результаты испытаний

№ опыта	Максимальное показание индикатора в момент срабатывания	Момент предельный $T_{\text{пр}}$	Показания индикатора в режиме проскальзывания	Момент проскальзывания $T_{\text{ост}}$
1				
2				
3				
4				
5				
Среднее значение				

$K_T =$

$f_{\text{п}} =$

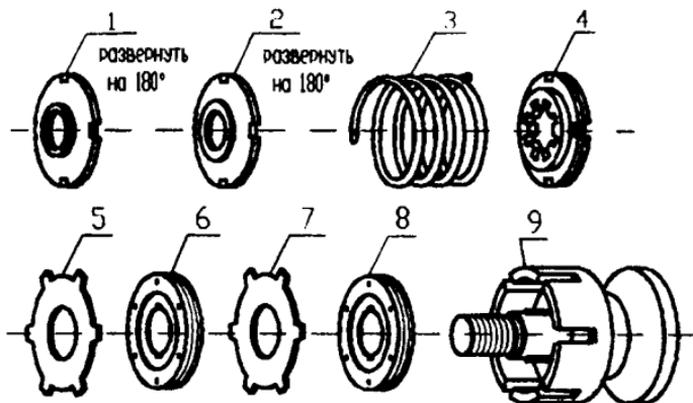
$K_{\text{ом}} =$

$f =$

Контрольные вопросы

1. Какие силы передают момент с ведущего конуса на ведомый?
2. С какой целью ведомый конус сделан неметаллическим?
3. Почему в начале срабатывания муфты момент больше, чем при пробуксовке?

Элементы фрикционной многодисковой муфты (без размеров)



- 1 – гайка; 2 – контргайка; 3 – пружина; 4 – диск стальной с накладкой из ферродо;
 5 – диск стальной; 6 – диск стальной с двумя накладками из ферродо; 7 – диск стальной;
 8 – диск стальной с двумя накладками из ферродо; 9 – корпус муфты

Характеристика фрикционной многодисковой муфты

Материал ведущих дисков –

Материал ведомых дисков –

Количество поверхностей трения

Средний радиус трения

Расчетный момент

$z =$

$R_{тр} =$

$T =$

Таблица 12.2

Результаты испытаний

№ опыта	Максимальное показание индикатора в момент срабатывания	Момент предельный $T_{пр}$	Показания индикатора в режиме проскальзывания	Момент проскальзывания $T_{ост}$
1				
2				
3				
4				
5				
Среднее значение				

$K_T =$

$f_n =$

$K_{ом} =$

$f =$

Контрольные вопросы

1. Какими силами передается момент с ведущей части муфты на ведомую?
2. С какой целью применяют несколько дисков?
3. С какой целью к дискам прикрепляют неметаллические накладки?
4. Почему в начале срабатывания муфты момент больше, чем при пробуксовке?

Характеристика кулачковой муфты

Наружный диаметр кулачков	$D_k =$
Угол наклона рабочей поверхности кулачков	$\alpha =$
Диаметр вала, направляющего подвижную полумуфту	$d =$
Расчетный момент	$T =$

Таблица 12.3

Результаты испытаний

№ опыта	Максимальные показания индикатора в момент срабатывания	Момент предельный $T_{пр}$
1		
2		
3		
4		
5		

$k_T =$

Характеристика шариковой муфты

Диаметр расположения центров шариков	$D =$
Диаметр шариков	$d_{ш} =$
Высота выступающей части шарика	$h =$

Угол наклона касательной в точке касания шариков к оси муфты
Диаметр шлицевого вала
Расчетный момент

$\alpha =$
 $d =$
 $T =$

Таблица 12.4

Результаты испытаний

№ опыта	Максимальные показания индикатора в момент срабатывания	Момент предельный $T_{пр}$
1		
2		
3		
4		
5		

$k_t =$

Контрольные вопросы

1. Какими силами передается момент с ведущей части муфты на ведомую?
2. Какая из испытанных вами муфт срабатывает наиболее точно?
3. Какие преимущества и недостатки имеются у шариковой муфты по сравнению с кулачковой?

Литература

1. Гутеру, Р.С., Овчинский, Б.В. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта. – М.: Наука, 1970.
2. Решетов, Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989.
3. Иванов, М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1998.
4. Кудрявцев, В. Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980.
5. Иванов, М.Н., Иванов, В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Высшая школа, 1998.
6. Решетов, Д.И. Детали машин. – М.: Машгиз, 1989.
7. Дунаев, П.Ф., Леликов, О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 2001.
8. Проектирование механических передач / Н.И. Чернавский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1984.
9. Проектирование механических передач / Н.И. Чернавский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1976.
10. Юдин, В.А., Петрокас, Л.В. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1977.
11. ГОСТ 3675-81 (СТ СЭВ 311-76; СТ СЭВ 11-67-78). Передачи червячные цилиндрические. Допуски. – М.: Госкомитет СССР по стандартизации, 1981.
12. Скойбеда, А.Т., Кузьмин, А.В., Макейчик, Н.И. Детали машин и основы конструирования : учебник. – Минск: Вышейшая школа, 2006.

Содержание

Введение.....	3
Методика обработки экспериментальных данных.....	4
Основные положения по охране труда при выполнении лабораторных работ	9
Лабораторная работа № 1 ИСПЫТАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА СДВИГ	10
Лабораторная работа № 2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ В РЕЗЬБЕ И НА ТОРЦЕ ГАЙКИ.....	21
Лабораторная работа № 3 УПРУГОЕ СКОЛЬЖЕНИЕ ВО ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧЕ... ..	31
Лабораторная работа № 4 ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ	39
Лабораторная работа № 5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА.....	46
Лабораторная работа № 6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕГУЛИРОВКА ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА	58
Лабораторная работа № 7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД МНОГОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА... ..	69
Лабораторная работа № 8 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА.....	78
Лабораторная работа № 9 ИССЛЕДОВАНИЕ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ	89
Лабораторная работа № 10 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ.....	98
Лабораторная работа № 11 КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА	109
Лабораторная работа № 12 ИСПЫТАНИЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ	120
Литература	134

Учебное издание

ДЕТАЛИ МАШИН

Лабораторные работы
по дисциплинам

«Детали машин и подъемно-транспортные машины»,
«Детали машин и основы конструирования»,
«Прикладная механика»

Составители:

СКОЙБЕДА Анатолий Тихонович
КУЗЬМИН Артур Васильевич
НИКОЛАЕНКО Владимир Лаврентьевич и др.

Редактор Т.Н. Микулик
Технический редактор О.В. Дубовик
Компьютерная верстка О.В. Дубовик

Подписано в печать 12.03.2008.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 7,90. Уч.-изд. л. 6,18. Тираж 300. Заказ 707.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0131627 от 01.04.2004.

220013, Минск, проспект Независимости, 65.