

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

МЕХАНИЧЕСКИЕ ДЕТАЛИ И УЗЛЫ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ. МЕХАНИКА

*Методические рекомендации к лабораторным работам для
студентов направления подготовки
13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника»
дневной формы обучения*

Часть 2



Могилев 2019

УДК 621.8
ББК 32.816
М 38

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «21» ноября 2018 г.,
протокол № 4

Составитель канд. техн. наук, доц. Н. И. Рогачевский

Рецензент канд. техн. наук, доц. М. Н. Миронова

Изложены цель, задачи, содержание и порядок выполнения лабораторных работ.

Учебно-методическое издание

МЕХАНИЧЕСКИЕ ДЕТАЛИ И УЗЛЫ
ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ. МЕХАНИКА

Часть 2

Ответственный за выпуск А. П. Прудников

Технический редактор С. Н. Красовская

Компьютерная верстка Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 36 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:

Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования

«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,

изготовителя, распространителя печатных изданий

№ 1/156 от 24.01.2014.

Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2019



Содержание

Введение.....	4
Лабораторная работа № 10. Изучение конструкции и определение параметров гипоидной передачи зубчатого редуктора.....	5
Лабораторная работа № 11. Исследование силовых факторов и напряжений в затянутом болте.....	9
Лабораторная работа № 12. Изучение конструкции и нагрузочной способности соединений посадкой с гарантированным натягом.....	16
Лабораторная работа № 13. Изучение конструкций подшипников качения.....	22
Лабораторная работа № 14. Обеспечение точности замыкающего звена размерной цепи методом регулирования.....	27
Лабораторная работа № 15. Уплотнения подшипниковых узлов.....	37
Лабораторная работа № 16. Исследование дисковой фрикционной предохранительной муфты.....	39
Лабораторная работа № 17. Изучение конструкций и снятие характеристик упругих муфт.....	43
Список литературы.....	46



Введение

Методические рекомендации составлены в соответствии с рабочими программами по курсам «Механические детали и узлы электрооборудования автомобилей» и «Механика» для студентов направления подготовки 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника» (профиль – Электрооборудование автомобилей и тракторов).

Целью методических рекомендаций является помощь студентам при выполнении и защите лабораторных работ.

В методических рекомендациях в краткой форме изложены цель, содержание и порядок выполнения лабораторных работ, а также требования к выполнению отчета и вопросы для самоконтроля.

Отчет по лабораторной работе должен быть оформлен на отдельном листе либо в тетради. Рисунки и таблицы выполняют карандашом, а текст – ручкой.

При выполнении лабораторных работ студенты соблюдают следующие меры безопасности:

- при проведении лабораторных работ обучающиеся работают с лабораторным оборудованием, элементы которого имеют сравнительно большую массу. При работе с оборудованием необходимо располагать его на столе в устойчивом положении во избежание падения;

- сборку и разборку механизмов проводить только в присутствии преподавателя в порядке, описанном в разделах «порядок выполнения работы», и только с помощью специального инструмента;

- затягивать болты резьбовых соединения следует плавно без рывков. При затяжке гайки не допускать перемещения по столу приспособления с испытуемым соединением;

- при установке индикаторов часового типа крепёжные винты сильно не зажимать;

- в лабораториях имеется электропитание от сети 220 и 380 В. Запрещается самовольно включать лабораторное оборудование, установленное в лаборатории, переключать тумблеры на этом оборудовании.

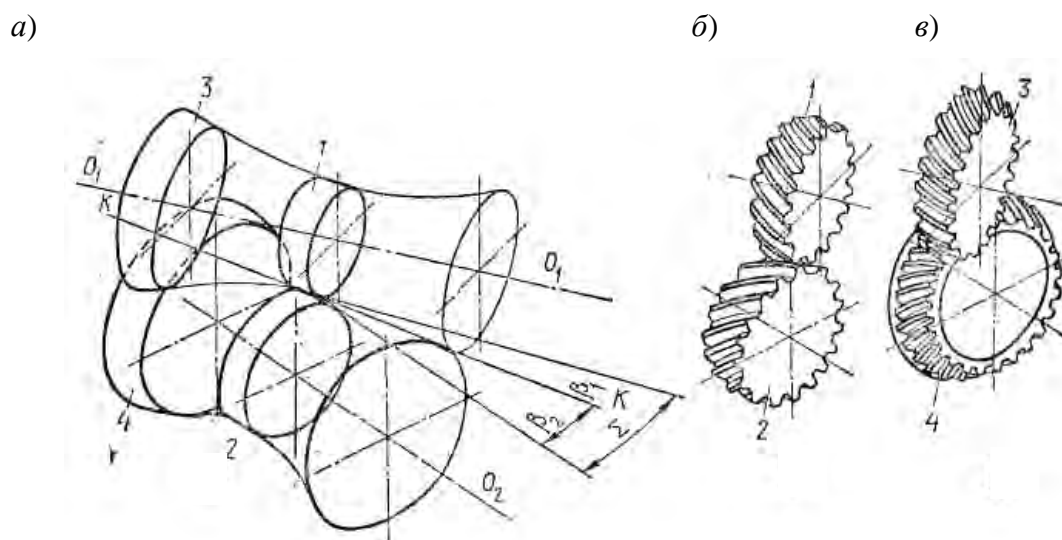


Лабораторная работа № 10. Изучение конструкции и определение параметров гипоидной передачи зубчатого редуктора

Цель работы: изучение конструкции, ознакомление с назначением основных деталей, способами регулировки подшипников и гипоидного зацепления редуктора.

Гипоидное зацепление.

Аксоидами в относительном движении звеньев со скрещивающимися под любым углом Σ между осями (рисунок 10.1, *а*) являются гиперboloиды, контактирующие по образующей – мгновенной оси вращения и скольжения KK , наклоненной к осям гиперboloидов под углами β_1 и β_2 . Если в качестве начальных поверхностей принять эти гиперboloиды и на звеньях нарезать зубья, то получим гиперboloидный механизм с зубьями, контактирующими по линии.



а – аксоиды зубчатых механизмов со скрещивающимися осями; *б* – винтовое зацепление; *в* – гипоидное зацепление

Рисунок 10.1 – Зубчатые механизмы со скрещивающимися осями

В процессе зацепления эти зубья перекатываются и скользят вдоль профиля по высоте зубьев и в направлении линий зубьев.

Такие зацепления не нашли применения ввиду сложности изготовления их элементов. При постоянном числе зубьев и переменном по длине звеньев диаметре начальных окружностей шаг, а значит, и модуль зацепления должны увеличиваться от горловины гиперboloида в обе стороны по оси. Вместо них применяют зацепления, у которых начальные поверхности представляют собой цилиндры 1 и 2, вписанные в горловины гиперboloидов, или конусы 3 и 4, расположенные на удаленных от горловины участках гиперboloидов. Касание таких начальных поверхностей, не совпадающих с аксоидными, – точечное, поэтому и контакт зубьев в зацеплениях тоже переходит в точечный. Механизмы с ци-

линдрическими начальными поверхностями (рисунок 10.1, б) называются винтовыми, а с коническими поверхностями (рисунок 10.1, в) – гипоидными.

Схема зацепления гипоидных колес представлена на рисунке 10.2, на котором показаны начальные конусы, конусы вершин и впадин зубьев. Оси колес скрещиваются под некоторым углом с кратчайшим расстоянием между ними E .

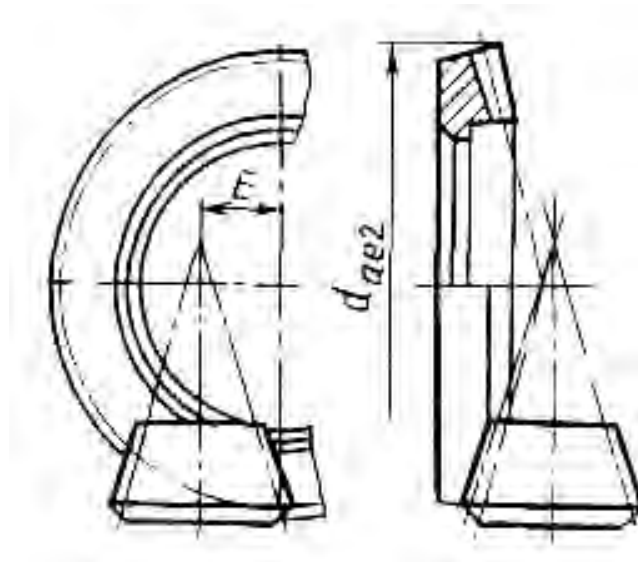


Рисунок 10.2 – Гипоидное зацепление

В качестве сопряженных профилей в гипоидном зацеплении применяются любые, в том числе и эвольвентные, криволинейные поверхности конических зубчатых колес. Касание гипоидных колес в точке и большое скольжение в процессе зацепления вызывают необходимость применения в силовых механизмах специальных смазочных материалов.

Для улучшения характеристик зацеплений зубьев колес с перекрещивающимися осями применяют различные способы замены точечного контакта линейчатый. Так, используя специальные методы нарезания зубьев и инструменты, получают гипоидные зацепления с линейчатым локализованным контактом.

Гипоидные передачи.

Гипоидные (конические винтовые) передачи осуществляются коническими колесами с перекрещивающимися осями (рисунок 10.2, б). Гипоидные колеса, как правило, выполняют с круговыми зубьями. Передаточные числа обычно выбирают в диапазоне от 1 до 10, иногда до 60. Дополнительно к известным достоинствам передач зацеплением с перекрещивающимися осями (плавность работы, возможность выводить валы за пределы передачи в обе стороны) гипоидные передачи обладают повышенной несущей способностью. Это прежде всего связано с тем, что в гипоидных передачах, в отличие от винтовых, обеспечивается контакт, близкий к линейному, с оптимальными формой и размерами пятна контакта. В этом отношении они аналогичны коническим передачам с криволинейными зубьями. Скорости скольжения в гипоидных передачах значительно меньше, чем в винтовых. При том же диаметре колеса и передаточном числе диаметр шестерни в гипоидных передачах получается больше, чем в конических.

Кроме того, зубья в гипоидных передачах хорошо притираются и не подвержены существенным искажениям вследствие достаточно равномерного скольжения по рабочей поверхности зубьев. Благодаря тому, что в зацеплении одновременно находится несколько пар зубьев, гипоидные передачи могут применяться в механизмах высокой точности, в частности, в качестве делительных передач прецизионных зуборезных станков.

Значительное распространение гипоидные передачи получили в автомобилях, тракторах и других транспортных средствах, в бумагоделательных, текстильных и других машинах. В текстильных машинах гипоидные передачи делают возможным привод от одного вала до 200 веретен.

Недостатком гипоидных передач является повышенная опасность заеданий, связанная с наличием скольжения вдоль контактных линий. Средством повышения сопротивления заеданию гипоидных передач служит применение противозадирных смазочных материалов.

Опасность заеданий тем меньше, чем меньше гипоидное смещение, т. е. межосевое расстояние $E = a_w$ (см. рисунок 10.2, б). При проектировании гипоидных передач обычно выбирают гипоидное смещение $E = (0,2...0,3)d_{ae2}$ (где d_{ae2} – диаметр внешний вершин гипоидного колеса). В передачах легковых автомобилей и легких грузовиков $E \leq 0,2m_{te}z_c$, а в передачах тяжелых транспортных машин $E \leq 0,1m_{te}z_c$ (где $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$; m_{te} – модуль зубьев во внешнем торцовом сечении; z_1 и z_2 – числа зубьев соответственно вал-шестерни и колеса).

Углы наклона зубьев шестерни с ее осью обычно выбирают $\beta_1 = 50^\circ$ или несколько уменьшают с увеличением числа зубьев: при $z_1 = 6...13$ $\beta_1 = 50^\circ$, при $z_1 = 14...15$ $\beta_1 = 45^\circ$, при $z_1 = 16$ $\beta_1 = 40^\circ$. При этом углы наклона зубьев колеса $\beta_2 = 30...35^\circ$ (сдвиг торцов зубьев колеса должен быть близким к 1,3 торцового шага). Углы зацепления α для противоположных сторон зубьев различные. Они меньше для вогнутой стороны зубьев шестерни и сопряженной выпуклой стороны зубьев колеса и соответственно больше для противоположных сторон. На чертежах достаточно указывать средний угол $\alpha_1 = 45^\circ = \alpha_{cp}$, который для передач машин общего машиностроения и легковых автомобилей $z_1 < 6...13$ обычно принимают равным $21^\circ 15'$, а для передач тяжелых транспортных машин – $22^\circ 30'$.

Выбор направления зубьев шестерни (правое или левое) не является произвольным, а зависит от направления гипоидного смещения.

Геометрический расчет гипоидных передач аналогичен расчету конических с круговыми зубьями, но несколько сложнее. При расчете пользуются расчетными таблицами и графиками. Некоторые из параметров приходится определять предварительно, а потом уточнять, то есть пользоваться методом последовательных приближений. Передаточное число гипоидных передач определяют по аналогии с винтовыми цилиндрическими передачами по формуле



$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2 \cos \beta_2}{d_1 \cos \beta_1}.$$

Так как β_1 выбирают большим, чем β_2 , то при одинаковых диаметрах колес d_2 и передаточном числе u диаметр шестерни d_1 гипоидной передачи получается в $k = \cos \beta_2 / \cos \beta_1$ раз больше, чем в конической. Расчет гипоидных передач по контактным напряжениям и на изгиб можно производить так же, как конических, при одинаковых диаметрах, ширинах и торцовых модулях. При этом по контактной прочности получается дополнительный ресурс, т. к. приведенный радиус кривизны в гипоидных передачах получается в k^3 раз больше, чем в аналогичных конических. Полный геометрический и прочностной расчет гипоидных передач приведен в [1].

Порядок выполнения работы.

Для удобства работы с редуктором корпус его смонтирован на устойчивой рычажной подставке. С целью тщательного изучения элементов кинематической пары к лабораторному редуктору приложены сопрягаемые гипоидные вал-шестерня и колесо.

Проверить основные геометрические параметры гипоидных вал-шестерни и колеса. Посчитать числа зубьев z_1 вал-шестерни и z_2 колеса. Измерить диаметры внешние вершин d_{ae1} вал-шестерни и d_{ae2} колеса, ширины зубчатых венцов b_1 вал-шестерни и b_2 колеса, углы наклона зубьев β_1 вал-шестерни и β_2 колеса, гипоидное смещение E , внешнюю высоту зуба h_{e2} колеса, руководствуясь рисунками 10.1 и 10.2. Определить, используя зависимости, передаточное число u , число зубьев плоского колеса z_c , модуль зубьев во внешнем торцовом сечении m_{te} из формулы $h_{e2} = 2,25m_{te}$, гипоидное смещение E .

Величины измеренных и вычисленных параметров сравнить с рекомендованными, сделать вывод.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- схему передачи;
- проверку основных геометрических параметров гипоидных вал-шестерни и колеса;
- выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Для чего нужны редукторы?
- 2 Что такое гиперболоидный механизм?
- 3 Преимущества и недостатки гипоидных передач.
- 4 Что называется гипоидным смещением?
- 5 Как определяется передаточное отношение гипоидных передач?
- 6 Как выбирают углы наклона зубьев шестерни?



Лабораторная работа № 11. Исследование силовых факторов и напряжений в затянутом болте

Цель работы: определение допускаемой осевой силы затяжки болта; установка отношения осевой силы затяжки болта к силе, приложенной к стандартному ключу (выигрыш в силе); оценка возрастания напряженного состояния резьбового участка болта от учета момента сил в резьбе.

Зависимость между моментом, приложенным к гайке, и осевой силой болта. Напряжения в затянутом болте.

Если болт нагружен осевой силой F , то для завинчивания гайки к ключу необходимо приложить момент $T_{зав}$, который уравнивается моментом T_T сил трения на опорном торце гайки и моментом T_p сил в резьбе (рисунок 11.1), т. е.

$$T_{зав} = T_T + T_p, \quad (11.1)$$

при этом моменты T_T и T_p выражены зависимостями

$$T_T = \frac{F \cdot f \cdot D_{CP}}{2} \quad (11.2)$$

и

$$T_p = 0,5F \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (11.3)$$

где f – коэффициент трения на опорном торце гайки;

D_{CP} – средний диаметр опорной поверхности гайки,

$$D_{CP} = \frac{D_1 + d_{омв}}{2},$$

D_1 – наружный диаметр опорного торца гайки (размер гайки под ключ);

$d_{омв}$ – диаметр отверстия в детали под болт;

d_2 – средний диаметр резьбы;

ψ – угол подъема развертки винтовой линии резьбы по среднему диаметру,

$$\psi = \operatorname{arctg}[n \cdot p / (\pi \cdot d_2)],$$

n – число заходов резьбы;

p – шаг резьбы;

φ – угол трения в метрической резьбе,



$$\varphi = \arctg(1,155 f_p) ,$$

f_p – коэффициент трения в резьбе.

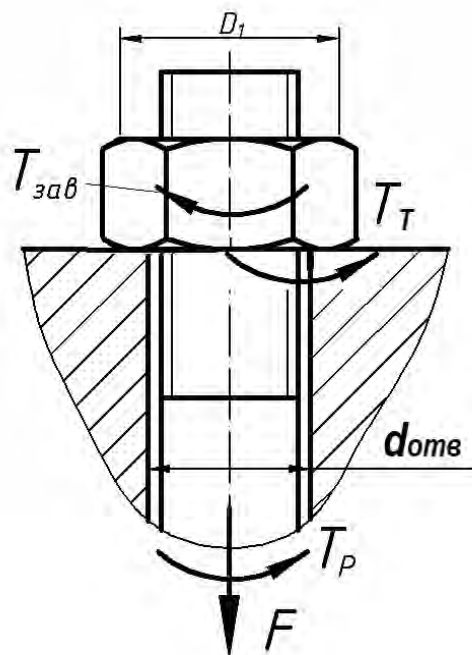


Рисунок 11.1 – Схема нагружения болтового соединения

После подстановки в уравнение (11.1) выражений (11.2), (11.3) и алгебраических преобразований зависимость между моментом, приложенным к гайке, и осевой силой болта имеет вид:

$$T_{зав} = 0,5F \cdot d_2 \cdot \left[\frac{D_{cp}}{d_2} f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \right].$$

Прочность болта определяют по эквивалентным напряжениям:

$$\sigma_{эк} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma],$$

где σ – напряжения растяжения резьбового участка болта от осевой силы F его затяжки;

τ – напряжения кручения в стержне болта от момента T_p сил в резьбе;

$[\sigma]$ – допускаемые напряжения.

Описание лабораторной установки.

В корпусе 1 лабораторной установки (рисунок 11.2) закреплена посредством винтов динамометрическая пружина 2, деформация которой отсчитывается по индикатору 3, установленному на торце пружины. В соосных отверстиях корпуса 1 и динамометрической пружины 2 находится исследуемый болт, голов-

ка которого удерживается от вращения державкой 4, расположенной в пазу корпуса 1. Навернутая на исследуемый болт гайка опирается на ступенчатую втулку 5, выполняющую роль плоской шайбы. При этом расположение ступенчатой втулки 5 на исследуемом болте может быть двояким: 1) в отверстии упорного подшипника 6, упираясь торцом тонкой ступени в стенку корпуса 1; 2) за пределами отверстия упорного подшипника 6, опираясь на торец его кольца торцом толстой ступени. На навинченную на исследуемый болт гайку надета накидная головка 7, соединенная четырехгранником с динамометрическим ключом 8, позволяющим производить затяжку гайки с определенной величиной момента, указанного стрелкой на циферблате его измерительной головки.

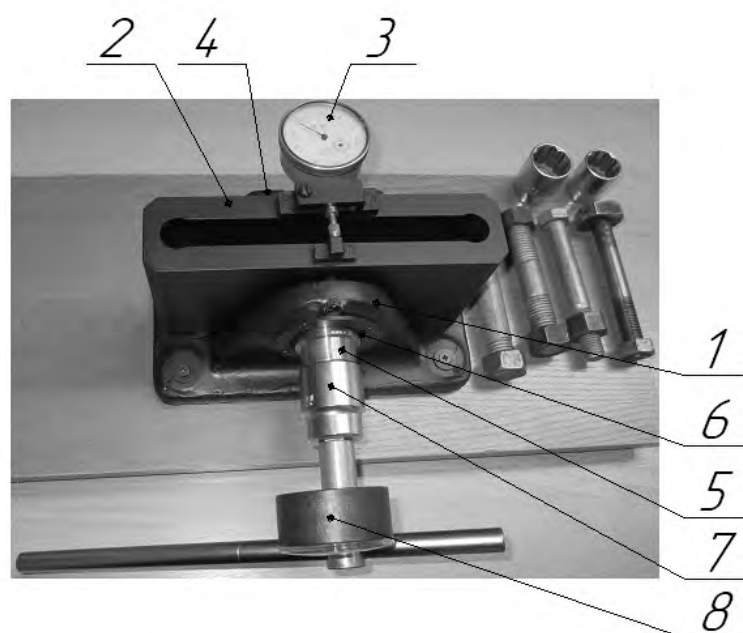


Рисунок 11.2 – Лабораторная установка

Порядок выполнения работы.

Получить у преподавателя лабораторную установку, исследуемый болт с гайкой, динамометрический ключ с накидными головками, измерительный инструмент. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех узлов и деталей.

Измерить наружный диаметр d и шаг p резьбы болта. Результаты измерений уточнить у преподавателя или по таблице 11.1, после чего занести их в таблицу 11.2 отчета. В эту же таблицу необходимо также записать значения внутреннего d_1 и среднего d_2 диаметров резьбы, взяв их из таблицы 11.1.

Вычислить по формулам таблицы 11.2 расчетные диаметр d_p , площадь сечения A_p , момент сопротивления кручению W_{OP} резьбового участка болта.

Таблица 11.1 – Величины параметров резьбы болта

Тип резьбы болта	Шаг резьбы p , мм	Диаметр резьбы, мм		
		Наружный d	Внутренний d_1	Средний d_2
M16	2	16	13,546	14,701
M20	2,5	20	16,933	18,376

Таблица 11.2 – Размеры и расчетные параметры болта

Измеренные и взятые из таблицы 11.1 величины резьбы болта	Наружный диаметр d , мм	
	Шаг p , мм	
	Внутренний диаметр d_1 , мм	
	Средний диаметр d_2 , мм	
Вычисленные величины резьбового участка болта	Расчетный диаметр $d_p = 0,5(d_1 + d_2)$, мм	
	Расчетная площадь сечения $A_p = \pi d_p^2 / 4$, мм ²	
	Расчетный момент сопротивления кручению $W_{OP} = 0,2d_p^3$, мм ³	

Определить допускаемую осевую силу $[F]$ затяжки болта:

$$[F] = A_p \cdot [\sigma]_p ,$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения в стержне болта ($[\sigma]_p = 120$ МПа при контролируемой затяжке для стали 20, из которой чаще всего изготавливают болты общего назначения методом холодной высадки или штамповки с последующей накаткой резьбы).

Разбить величину $[F]$ на шесть равных частей, значения занести в таблицы 11.3 и 11.4, в эти же таблицы записать числа m делений индикатора 3 динамометрической пружины 2 (см. рисунок 11.2), соответствующие каждому из указанных шести значений F . При этом m вычислить по формуле

$$m = F / \mu ,$$

где μ – тарировочный коэффициент динамометрической пружины, полученный нагружением ее на прессе с электронным счетным устройством, $\mu = 448$ Н/деление.

Вставить исследуемый болт в соосные отверстия корпуса 1 (см. рисунок 11.2) и динамометрической пружины 2, головку болта зафиксировать от вращения державкой 4, расположенной в пазу корпуса 1. Одеть на резьбовой участок болта ступенчатую втулку 5, располагая ее по первому варианту (в отверстии упорного подшипника 6, упирая торцом тонкой ступени в стенку корпуса 1). Навернуть пальцами гайку на исследуемый болт. Затем на гайку надеть накидную головку 7, соединенную четырехгранником с динамометрическим ключом 8.

Динамометрическим ключом 8 затянуть болт до показания m (взятого из таблицы 11.3) делений индикатора 3 динамометрической пружины 2, соответствующего $[F]/6$ затяжки болта. Показания динамометрического ключа записать в таблицу 11.3. Затяжку болта и снятие показаний динамометрического ключа довести до трех раз, после чего вычислить среднее значение $T_{зав}$.



Таблица 11.3 – Экспериментальные данные для определения момента $T_{зав}$ завинчивания гайки болта

Осевая сила затяжки болта F , Н	Показание		
	индикатора динамометрической пружины m , дел.	динамометрического ключа $T_{зав}$, Н·м	
		при измерении	среднее значение
$\frac{1}{6} \cdot [F] =$			
$\frac{1}{3} \cdot [F] =$			
$\frac{1}{2} \cdot [F] =$			
$\frac{2}{3} \cdot [F] =$			
$\frac{5}{6} \cdot [F] =$			
$[F] =$			

Повторить действия, изложенные в предыдущем абзаце, для других пяти значений m таблицы 11.3.

По данным таблицы 11.3 построить график зависимости момента $T_{зав}$ завинчивания гайки от осевой силы F затяжки болта.

Отвернуть гайку, снять ступенчатую втулку 5, установить ее на резьбовой стержень болта по второму варианту (за пределами отверстия упорного подшипника 6, опирая на торец его кольца торцом толстой ступени). Навернуть пальцами гайку на исследуемый болт. Затем на гайку надеть накидную головку 7, соединенную четырехгранником с динамометрическим ключом 8.

Динамометрическим ключом 8 затянуть болт до показания m (взятого из таблицы 11.4) делений индикатора 3 динамометрической пружины 2, соответствующего $[F]/6$ затяжки болта. Показания динамометрического ключа записать в таблицу 11.4. Затяжку болта и снятие показаний динамометрического ключа довести до трех раз, после чего вычислить среднее значение T_p .

Повторить действия, изложенные в предыдущем абзаце, для других пяти значений m таблицы 11.4.



Таблица 11.4 – Экспериментальные данные для определения момента T_p в резьбе

Осевая сила затяжки болта F , Н	Показание		
	индикатора динамомет- рической пружины m , дел.	динамометрического ключа T_p , Н·м	
		при измерении	среднее значение
$\frac{1}{6} \cdot [F] =$			
$\frac{1}{3} \cdot [F] =$			
$\frac{1}{2} \cdot [F] =$			
$\frac{2}{3} \cdot [F] =$			
$\frac{5}{6} \cdot [F] =$			
$[F] =$			

По данным таблицы 11.4 построить график зависимости момента T_p в резьбе от осевой силы F затяжки болта.

Подсчитать отношение осевой силы F затяжки болта к силе F_k , приложенной к ручке ключа стандартной длины $15d$ (выигрыш в силе) для обоих случаев расположения ступенчатой втулки 5 на исследуемом болте, т. е. при наличии и без трения на торце гайки, по формулам

$$F / F_k = 15 \cdot F \cdot d / (1000 \cdot T_{зав})$$

и

$$F / F_k = 15 \cdot F \cdot d / (1000 \cdot T_p)$$

Значения параметров d , $T_{зав}$ и T_p взять из последних строк соответствен-
но таблиц 11.3 и 11.4. Сравнить результаты (выигрыши в силе).

Вычислить:

– напряжения σ растяжения резьбового участка болта от осевой силы его
затяжки $F = [F]$:



$$\sigma = F / A_p ;$$

– напряжения τ кручения от момента T_P в резьбе, взятого из таблицы 11.4, при $F = [F]$:

$$\tau = T_P \cdot 10^3 / W_{OP} ;$$

– эквивалентные напряжения $\sigma_{ЭК}$ от растяжения и кручения резьбового участка болта:

$$\sigma_{ЭК} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} ;$$

– отношение эквивалентных напряжений $\sigma_{ЭК}$ к напряжениям σ растяжения резьбового участка болта (возрастание напряженного состояния резьбового участка болта от учета момента T_P в резьбе)

$$\sigma_{ЭК} / \sigma.$$

Отчет должен включать:

- цель работы;
- заполненные таблицы 11.2–11.4;
- график зависимости момента T_P в резьбе от осевой силы F затяжки;
- результат вычисления отношения эквивалентных напряжений $\sigma_{ЭК}$ к напряжениям σ растяжения резьбового участка болта (возрастания напряженного состояния резьбового участка болта от учета момента T_P в резьбе);
- выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Для чего применяют болты?
- 2 Дайте оценку резьбовым соединениям.
- 3 Какие основные элементы конструкций резьбовых соединений Вы знаете?
- 4 Изложите силовой анализ болтового соединения.
- 5 Изложите параметры, влияющие на момент сил трения на опорном торце гайки.
- 6 Изложите параметры, влияющие на момент сил в резьбе.
- 7 Как определить допускаемую осевую силу затяжки болта?
- 8 Что означает понятие «выигрыш в силе» при затяжке болта?
- 9 Как снизить напряженное состояние болта?
- 10 Из какой стали чаще всего изготавливают болты общего назначения?
- 11 Каким методом чаще всего изготавливают болты общего назначения?



Лабораторная работа № 12. Изучение конструкции и нагрузочной способности соединений посадкой с гарантированным натягом

Цель работы: изучение конструкции и способов сборки соединений с гарантированным натягом, а также оценка их нагрузочной способности.

Общие сведения о посадках с натягом.

Соединение двух деталей по круговой цилиндрической поверхности можно осуществить непосредственно без применения болтов, шпонок и т. д. Для этого достаточно при изготовлении деталей обеспечить натяг посадки, а при сборке запрессовать одну деталь в другую (рисунок 12.1).

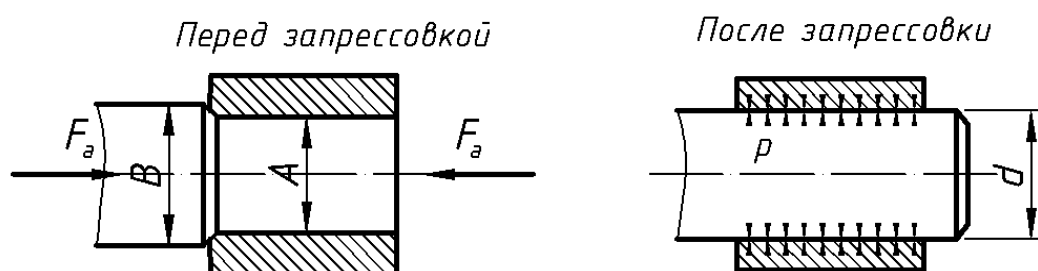


Рисунок 12.1 – Соединение посадкой с гарантированным натягом

Натягом N называют положительную разность диаметров вала B и втулки A : $N = B - A$. После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр d посадочных поверхностей вала и втулки становится общим. При этом на поверхности посадки возникают удельное давление p и соответствующие ему силы трения. Силы трения обеспечивают неподвижность соединения и позволяют воспринимать как крутящие, так и осевые нагрузки. Защемление вала во втулке позволяет, кроме того, нагружать соединение изгибающим моментом.

Нагрузочная способность соединения прежде всего зависит от натяга, величину которого устанавливают в соответствии с нагрузкой. Практически натяг очень невелик, он измеряется микрометрами и не может быть выполнен точно. Неизбежные погрешности производства приводят к рассеиванию натяга, а следовательно, и к рассеиванию нагрузочной способности соединения. Рассеивание натяга регламентируется стандартом допусков и посадок.

Основные понятия о натяге рассматриваются на примере сопряжения вал-втулка (рисунок 12.2).

Различают размеры:

- номинальный (D – для отверстия, d – для вала);
- действительный – отличается от номинального на величину погрешности при изготовлении;
- предельные (допустимые) – наибольший D_{\max} , d_{\max} и наименьший D_{\min} , d_{\min} ; они ограничивают допустимую ошибку изготовления.

Допуск T – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами.

$$T_D = (D_{\max} - D_{\min}), \quad T_d = (d_{\max} - d_{\min}).$$

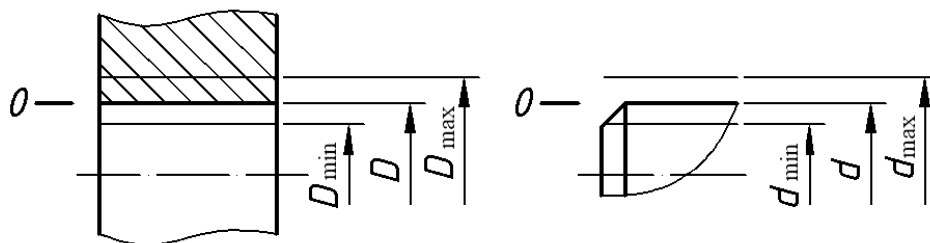


Рисунок 12.2 – Основные размеры вала и втулки

Допуск стандартизирован и обозначается латинскими буквами.

Сборку соединения выполняют одним из трех способов: прессованием, нагревом втулки, охлаждением вала.

Прессование – распространенный и несложный способ сборки. Однако этому способу свойственны недостатки: смятие и частичное срезание шероховатостей посадочных поверхностей, возможность неравномерных деформаций деталей и повреждения их торцов. Шабровка и смятие шероховатостей приводят к ослаблению прочности соединения до полутора раз по сравнению со сборкой нагревом или охлаждением.

Срезание шероховатостей посадочных поверхностей устраняется полностью при сборке по методу нагревания втулки (до 200...400 °С) или охлаждения вала (твердая углекислота – 79 °С, жидкий воздух – 196 °С). Недостатком метода нагревания является возможность изменения структуры металла и появление окалины и коробления. Метод охлаждения не имеет этих недостатков.

При проведении лабораторной работы применяется способ нагрева посредством нагревательной электрической плитки «Baltech HI-1604» (рисунок 12.3).

Расчёт прочности соединения посадкой с гарантированным натягом.

Соединение с гарантированным натягом может быть нагружено растягивающей силой, изгибающим моментом и крутящим моментом (рисунок 12.4).

Условие прочности соединения при нагружении осевой силой

$$KF_a \leq f p \pi d l, \quad (12.1)$$

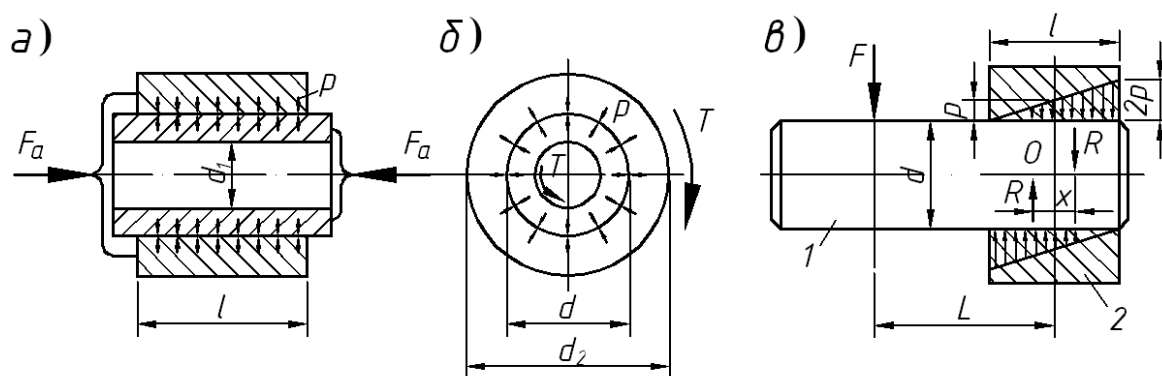
где p – давление на поверхность контакта;

K – коэффициент запаса, $K = 1,5$;

f – коэффициент трения в соединении ($f = 0,12$ – при шлифовании; $f = 0,15$ – при чистовом точении; $f = 0,32$ – для оцинкованных и азотированных поверхностей; $f = 0,4$ – для оксидированных поверхностей; $f = 0,48$ – при использовании абразивных микророшков).



Рисунок 12.3 – Электрическая плитка «Baltech HI-1604»



a – нагружение осевой силой; *б* – нагружение крутящим моментом; *в* – нагружение изгибающим моментом

Рисунок 12.4 – Виды нагружения соединений с гарантированным натягом

Условие прочности соединения при нагружении крутящим моментом

$$KT \leq \frac{fp\pi d^2 l}{2} . \quad (12.2)$$

При совместном действии крутящего момента T и осевой силы F_a

$$K\sqrt{F_t^2 + F_a^2} \leq fp\pi dl , \quad (12.3)$$

где F_t – окружная сила, $F_t = \frac{2T}{d}$.

Изгибающий момент, которым может быть нагружено соединение, определяют на основе следующих расчетов.

Действие момента $M = Fl$ вызывает в соединении деталей 1 и 2 такое перераспределение давления p , при котором внешняя нагрузка уравнивается моментом внутренних сил $M_R = Rx$.

Составляя расчетные зависимости, полагают, что поворот детали 1 происходит вокруг центра тяжести соединения – точки O , а первоначальная равномерная эпюра давлений (на чертеже показана штриховой линией) переходит в треугольную, или трапецеидальную. Кроме того, не учитывают действие силы F , перенесенной в точку O , как малое в сравнении с действием момента M . Максимально давление изменяется в плоскости действия нагрузки. При некоторой величине нагрузки эпюра давления из трапеции превращается в треугольник с вершиной у края отверстия и основанием, равным $2p$. Этот случай является предельным, т. к. дальнейшее увеличение нагрузки приводит к возникновению зазора. Учитывая принятые положения, можно записать

$$M = Fl = Rx, \quad (12.4)$$

где R – равнодействующая давлений на поверхностях верхнего и нижнего полуцилиндров.

Величина этой равнодействующей определяется давлением p посадки и не изменяется от действия изгибающего момента:

$$R = pld. \quad (12.5)$$

Плечо $x = \frac{l}{3}$. Подставляя данные, получаем

$$M = \frac{pl^2d}{3}. \quad (12.6)$$

Для обеспечения необходимого запаса прочности соединения на практике принимают

$$M \leq 0,2pl^2d. \quad (12.7)$$

По теории расчета толстостенных цилиндров удельное давление на поверхности контакта связано с натягом зависимостью

$$p = \frac{N}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (12.8)$$

где N – расчетный натяг;
 C_1, C_2 – коэффициенты,



$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 ; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} - \mu_2 ; \quad (12.9)$$

E_1 , E_2 – модули упругости материалов вала и втулки (для стали $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па);

μ_1 , μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки (для стали $\mu = 0,3$).

Порядок выполнения работы.

В лабораторной работе нужно рассчитать по заданным преподавателем исходным данным (таблица 12.1) необходимую величину гарантированного натяга, обеспечивающего прочность соединения, и из заданных образцов подобрать вал и втулку, обеспечивающие этот натяг.

Таблица 12.1 – Исходные данные

Вариант	Нагрузка	Значение нагрузки
I	Осевая сила, кН	60
II	Осевая сила, кН	70
III	Осевая сила, кН	88
IV	Крутящий момент, кН·м	0,95
V	Крутящий момент, кН·м	1,1
VI	Крутящий момент, кН·м	1,4
VII	Изгибающий момент, кН·м	1,45
VIII	Изгибающий момент, кН·м	1,7
IX	Изгибающий момент, кН·м	2,15

Определение величины гарантированного натяга:

а) измерить штангенциркулем номинальный диаметр соединения образца втулки d , результат занести в таблицу 12.2;

б) измерить штангенциркулем длину соединения l (длину образца втулки) с точностью до 0,1 мм, результат занести в таблицу 12.2;

в) рассчитать значение удельного давления в соединении по формулам (12.1), (12.2) или (12.7) в соответствии с видом нагружения, результат занести в таблицу 12.2;

г) измерить штангенциркулем диаметр образца втулки d_2 с точностью до 0,1 мм в соответствии с рисунком 12.4, результат занести в таблицу 12.2;

д) рассчитать коэффициенты C_1 и C_2 по формуле (12.9), результат занести в таблицу 12.2;

е) рассчитать требуемый натяг N , используя формулу (12.8), результат занести в таблицу 12.2;

ж) измерить микрометром действительный диаметр образцов валов d_i' , результат занести в таблицу 12.3;



з) измерить нутромером действительный диаметр образца втулки D' , результат занести в таблицу 12.3;

и) определить действительный натяг образцов вала и втулки в каждом случае;

к) подобрать для образца втулки образец вала, соответствующий расчётному натягу (действительный натяг должен быть ближайшим большим к расчётному).

Таблица 12.2 – Определение расчётного натяга

Номинальный диаметр соединения	Длина соединения	Удельное давление в соединении	Диаметр вала и втулки		Коэффициент		Расчётный натяг
			d_1 , мм	d_2 , мм	C_1	C_2	
d , мм	l , мм	p , МПа					N , мкм

Таблица 12.3 – Определение действительного натяга

Номер образца вала	Действительный диаметр втулки	Действительный диаметр вала	Действительный натяг	Отклонение действительного натяга от расчётного
	D' , мм	d_i' , мм	N' , мкм	ΔN , мкм
I				
II				
III				

Отчет должен включать:

- титульный лист;
- цель работы;
- рисунок 12.4 в соответствии с видом заданной нагрузки;
- таблицы 12.2 и 12.3 с измеренными и рассчитанными величинами;
- расчёт посадки с гарантированным натягом в соответствии с заданным вариантом;
- номер образца вала, который соответствует расчётному натягу;
- вывод.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Что такое гарантированный натяг?
- 2 Какими способами собираются посадки с натягом? Преимущества и недостатки способов сборки.
- 3 От чего зависит нагрузочная способность соединения с гарантированным натягом?
- 4 Какие нагрузки может воспринимать соединение с гарантированным натягом?
- 5 Как определить допуск?



6 Запишите условие прочности при нагружении соединения осевой силой.

7 Запишите условие прочности при нагружении соединения крутящим моментом.

8 Запишите условие прочности при нагружении соединения изгибающим моментом.

9 Как связано удельное давление с натягом?

Лабораторная работа № 13. Изучение конструкций подшипников качения

Цель работы: ознакомление с классификацией и конструкциями основных типов подшипников качения.

Классификация подшипников качения.

Подшипники качения (рисунок 13.1, а) состоят из следующих деталей: наружного 1 и внутреннего 2 колец с дорожками качения 3; тел качения 4; сепараторов 5, разделяющих и направляющих тела качения [1].

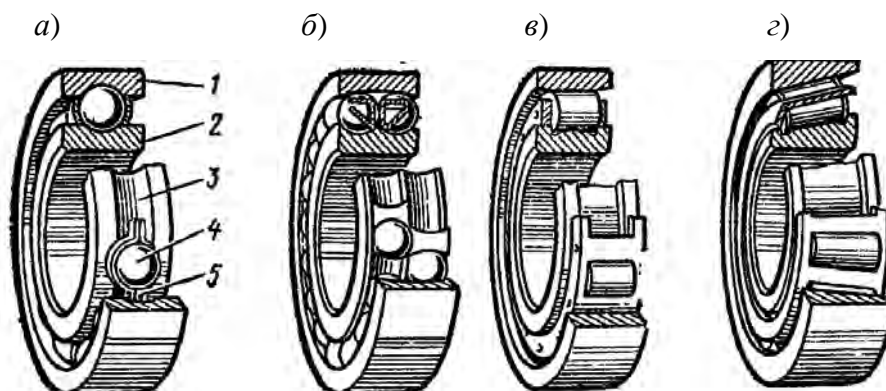


Рисунок 13.1 – Виды подшипников качения

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам: направлению действия воспринимаемых нагрузок, форме тел качения, конструктивным особенностям и числу рядов тел качения.

По направлению действия воспринимаемой нагрузки:

– радиальные подшипники воспринимают только радиальную нагрузку (роликподшипники с цилиндрическими роликами) или предназначены для радиальной, но могут воспринимать и осевую нагрузку (шарикоподшипники однорядные, шарико- и роликподшипники двухрядные сферические);

– упорные подшипники предназначены для восприятия только осевых нагрузок;

– радиально-упорные подшипники предназначены для восприятия комбинированных, т. е. радиальных и осевых, нагрузок, причем преобладающей может быть как радиальная, так и осевая нагрузка.

По форме тел качения подшипники делятся на шариковые (тела качения –

шарики) и роликовые (тела качения – ролики).

Роликовые подшипники выполняют:

- с короткими цилиндрическими роликами;
- с длинными цилиндрическими роликами;
- с витыми роликами;
- с коническими роликами;
- с игольчатыми роликами;
- со сферическими и сфероконическими роликами.

По способности самоустанавливаться подшипники делятся на несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся. По числу рядов тел качения подшипники подразделяются на однорядные и многорядные.

Краткая характеристика основных типов подшипников качения.

Шарикоподшипник радиальный однорядный (см. рисунок 13.1, а) воспринимает радиальную нагрузку, а также осевую нагрузку, не превышающую 70 % неиспользованной допустимой радиальной нагрузки (т. е. разности между допустимой в данных условиях и действующей радиальными нагрузками). Допускает перекос осей колец до 15 метрических минут. Является одним из наиболее распространенных и дешевых подшипников качения. Характеризуется сравнительно малой радиальной и осевой жесткостью, поэтому не рекомендуется для применения в узлах, требующих точной фиксации валов.

Шарикоподшипник радиальный двухрядный сферический (самоустанавливающийся) (рисунок 13.1, б) воспринимает радиальную нагрузку, может воспринимать небольшую осевую в обе стороны. Допускает значительные (до 2...3°) перекосы внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца (корпуса). Применяется в узлах с нежесткими валами и в конструкциях, в которых не может быть обеспечена надлежащая соосность отверстий корпусов.

Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами (рисунок 13.1, в) воспринимает радиальную нагрузку, осевую не воспринимает. Допускает отдельный монтаж внутреннего (с комплектом роликов) и наружного колец подшипника. Обладает большей радиальной грузоподъемностью, чем радиальный шарикоподшипник. Чувствителен к перекосам осей колец. Требуется жестких валов и высокой соосности посадочных мест.

Роликоподшипник радиально-упорный однорядный с коническими роликами (рисунок 13.1, г) воспринимает радиальную нагрузку и осевую только в одну сторону. Очень чувствителен к перекосам. Для восприятия двухсторонних осевых нагрузок применяется в паре. Отличается от шарикоподшипника радиально-упорного большей грузоподъемностью, меньшей стоимостью. Допускается отдельный монтаж наружного и внутреннего колец с комплектом роликов.

Роликоподшипник радиальный с длинными цилиндрическими роликами (рисунок 13.2, а) предназначен для восприятия радиальных нагрузок. Его выпускают как с бортами на кольцах, так и без бортов. Он воспринимает большие радиальные нагрузки при невысоких частотах вращения. Чувствителен к перекосам осей валов. Требуется высокой соосности посадочных мест и жестких валов.



Роликоподшипник игольчатый (рисунок 13.2, б) воспринимает радиальную нагрузку, осевую не воспринимает и осевое положение вала не фиксирует. Может применяться без внутреннего кольца. Рекомендуется для использования в узлах, работающих при колебательном движении вала или при малых частотах вращения. Игольчатые подшипники высокой точности с сепаратором могут работать при сравнительно высоких скоростях (окружная скорость вала до 10...12 м/с).

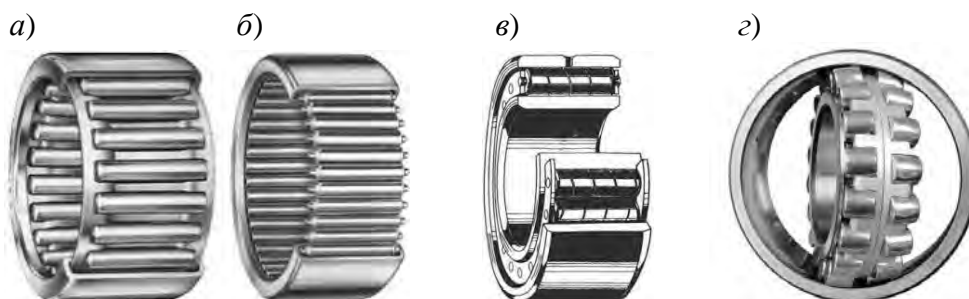


Рисунок 13.2 – Виды подшипников качения

Роликоподшипник радиальный с витыми роликами (рисунок 13.2, в) предназначен для восприятия радиальных нагрузок. Лучше, чем подшипники других типов, воспринимает радиальные нагрузки ударного характера. По сравнению с подшипниками со сплошными длинными цилиндрическими роликами обладает пониженной жесткостью и увеличенным радиальным зазором, менее чувствителен к загрязнению узла, не ограничивает осевое перемещение вала. Подшипник в ответственных узлах не применяется. Он имеет небольшие радиальные габариты. Ролики изготавливаются навивкой из ленты прямоугольного сечения. Соседние ролики обычно имеют противоположную навивку для лучшего распределения смазки и во избежание стремления к осевому смещению.

Роликоподшипник радиальный двухрядный (самоустанавливающийся) со сферическими роликами (несимметричными) (рисунок 13.2, г) воспринимает радиальную нагрузку и небольшую осевую в обе стороны. Допускает значительный (до 2...3°) перекос внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца (корпуса). Отличается от шарикоподшипника радиального двухрядного сферического большей грузоподъемностью, но сложнее в изготовлении и дороже.

Шарикоподшипник радиально-упорный воспринимает радиальную нагрузку и осевую только в одну сторону. Допустимая осевая нагрузка для подшипников зависит от угла контакта шариков с кольцами. Подшипники с большим углом контакта ($\alpha = 36^\circ$) предназначены для восприятия больших осевых нагрузок, величина которых может превышать величину действующих радиальных нагрузок. Подшипники чувствительны к перекосам. Для восприятия двухсторонних осевых нагрузок применяют подшипники в паре.

Шарикоподшипник упорный одинарный (рисунок 13.3, а) воспринимает осевую нагрузку в одну сторону. Подшипник может выполняться двухсторонним, со средним закрепляемым на валу кольцом, имеющим два желоба. На горизонтальных валах работает хуже, чем на вертикальных. Применяется при сравнительно малых частотах вращения.

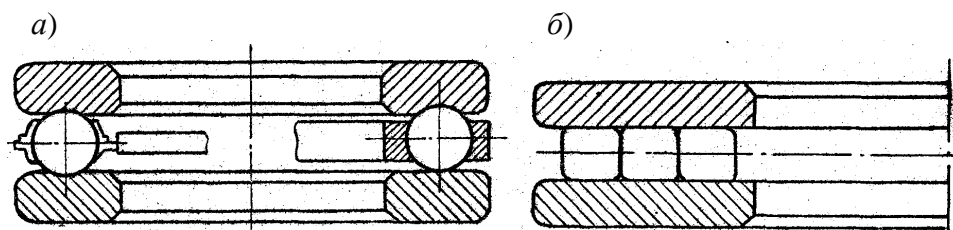


Рисунок 13.3 – Виды подшипников качения

Роликоподшипник упорный предназначен для восприятия осевых нагрузок. Он обладает более высокой грузоподъемностью по сравнению с упорным шариковым подшипником, но менее быстроходен. Используется применительно к вертикальным расположениям вала. Подшипники изготавливаются с цилиндрическими (рисунок 13.3, б), коническими и сфероконическими роликами.

Базовая динамическая радиальная грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников – постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник качения может воспринимать при базовой долговечности, составляющей один миллион оборотов. Для однорядных радиально-упорных подшипников радиальная грузоподъемность соответствует радиальной составляющей нагрузке, которая вызывает чисто радиальное относительное смещение колец.

Базовая статическая радиальная грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников – статическая радиальная нагрузка, которая соответствует общей остаточной деформации тела качения и дорожки качения, равной 0,0001 диаметра тела качения в наиболее нагруженной зоне контакта. Для однорядного радиально-упорного подшипника радиальная грузоподъемность соответствует радиальной составляющей нагрузки, вызывающей чисто радиальное смещение подшипниковых колец относительно друг друга.

Обозначения подшипников качения.

Подшипники имеют цифровое условное обозначение (рисунок 13.4).



Рисунок 13.4 – Обозначение подшипника

Две первые цифры, считая справа налево, обозначают диаметр отверстия подшипника. Для диаметров от 20 до 495 мм эти цифры соответствуют внутреннему диаметру, деленному на 5.

Для подшипников с внутренними диаметрами до 9 мм включительно первая цифра указывает фактический размер внутреннего диаметра, при этом на третьем месте ставится цифра 0. Вторая цифра обозначает серию. Для подшипников с номинальными диаметрами отверстия 10, 12, 15 и 17 мм соответству-



ющее обозначение диаметра – 00, 01, 02 и 03.

Третья и седьмая цифры справа обозначают серию подшипника: особо легкая – 1, легкая – 2, средняя – 3, тяжелая – 4, легкая широкая – 5, средняя широкая – 6 и т. д.

Четвертая цифра справа – тип подшипника, например, шариковый радиальный однорядный – 0 (отбрасывается), радиальный сферический – 1, с короткими роликами – 2, роликовый сферический – 3, радиальный с длинными роликами – 4, радиально-упорный шариковый – 6, роликовый конический – 7, упорный шариковый – 8 и т. д.

Пятая и шестая цифры справа обозначают конструктивные особенности подшипника, например, наличие уплотнений, стопорной канавки на наружном кольце и т. д. Цифры 6, 5, 4 и 2, стоящие через тире перед условным обозначением, определяют его класс точности. Нормальный класс точности (0) не указывается.

Порядок выполнения работы.

При выполнении лабораторной работы необходимо:

- вычертить эскизы выданных преподавателем подшипников с указанием габаритных размеров;
- выполнить расшифровку обозначений подшипников;
- определить базовые динамические и статические грузоподъемности;
- сформулировать выводы по работе.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- эскизы выданных подшипников с указанием габаритных размеров;
- расшифровку обозначений подшипников;
- базовые динамические и статические грузоподъемности;
- выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Из каких основных деталей состоит подшипник качения?
- 2 Какие типы подшипников воспринимают радиальную нагрузку?
- 3 Какие типы подшипников воспринимают осевую нагрузку?
- 4 Какие типы подшипников воспринимают радиальную и осевую нагрузки?
- 5 Какие типы подшипников относятся к самоустанавливающимся?
- 6 Какие типы подшипников относятся к несамоустанавливающимся?
- 7 Какая структура условного обозначения подшипников качения?
- 8 Какие бывают серии подшипников качения?
- 9 Какие бывают классы точности подшипников качения?
- 10 Каким подшипникам следует отдавать предпочтение по скорости?
- 11 Какие подшипники предпочтительнее выбирать по грузоподъемности?
- 12 Как определить базовую динамическую радиальную грузоподъемность подшипника?
- 13 Что такое статическая радиальная грузоподъемность подшипника?



Лабораторная работа № 14. Обеспечение точности замыкающего звена размерной цепи методом регулирования

Цель работы: ознакомление студентов с расчетом размерных цепей методом регулирования, обеспечивающим заданную точность замыкающего звена.

Основные понятия и определения размерных цепей.

Одним из самых надежных и эффективных методов расчета допусков геометрических параметров составных частей изделий является метод размерных цепей. Он позволяет еще до изготовления опытных образцов или применения других способов экспериментальных проверок устанавливать расчетом допуски геометрических параметров и проверять правильность их назначения для обеспечения собираемости и работоспособности изделий. Использование метода размерных цепей дает возможность существенно сократить время и материальные затраты на этапе технической подготовки производства изделий.

Размерной цепью называется совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи. Размеры, входящие в размерную цепь, называют звеньями размерной цепи.

Различают замыкающее и составляющие звенья размерной цепи. Каждая размерная цепь имеет одно замыкающее звено. Замыкающим звеном называют звено размерной цепи, являющееся исходным при так называемой прямой постановке задачи размерного расчета на этапе проектирования изделия, а также получающееся последним при сборке изделия в процессе его изготовления и расчета при обратной постановке задачи размерного расчета. Замыкающие звенья размерной цепи непосредственно не выполняются, а являются результатом изготовления всех других звеньев, составляющих размерную цепь.

К замыкающим звеньям размерных цепей предъявляют высокие требования по точности, поскольку они определяют важнейшие эксплуатационные свойства качества изделия и прежде всего показатели назначения, надежности и взаимозаменяемости. К числу основных типовых замыкающих звеньев размерных цепей относят:

- зазоры и натяги в сопряжениях деталей;
- выступы и перекрытия элементов одних деталей относительно других;
- симметричность поверхностей;
- зацепление поверхностей одних деталей относительно других;
- соосность цилиндрических поверхностей одной или нескольких деталей;
- расстояния между поверхностями деталей, определяющие начало и конец воздействия одной детали на другую.

Замыкающие звенья (размеры) размерных цепей тщательно отрабатывают на основе аналитических, кинематических, прочностных и других видов расчетов, а также при экспериментальных исследованиях.

Составляющие звенья размерной цепи функционально связаны с замыкающим звеном.

В качестве примеров образования простейших размерных цепей на рисун-



ках 14.1 и 14.2 показаны соединения двух деталей. В результате соединения вала с втулкой и шпонки со ступицей образуются зазоры. Зазоры A_{Δ} и B_{Δ} являются замыкающими звеньями, поскольку образуются лишь при полученных размерах A_1 и A_2 , B_1 и B_2 в процессе сборки, т. е. последними. Взаимосвязь звеньев размерных цепей A и B имеет вид:

$$A_{\Delta} = A_1 - A_2; \quad B_{\Delta} = B_1 - B_2.$$

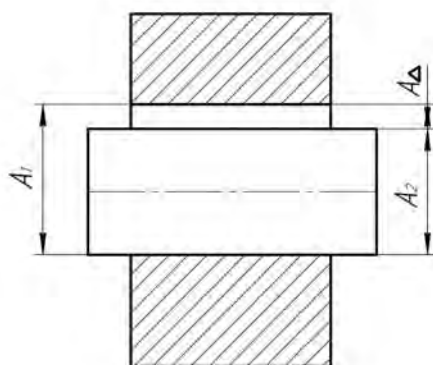


Рисунок 14.1 – Соединение вала с втулкой с образованием зазора A_{Δ} замыкающего звена

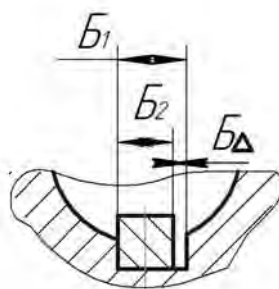


Рисунок 14.2 – Соединение шпонки со шпоночным пазом на втулке с образованием зазора B_{Δ} замыкающего звена

Полученные зависимости выражают уравнения номинальных размеров рассматриваемых размерных цепей. Такие зависимости могут быть представлены также в виде геометрической схемы размерных цепей. Для этого звенья размерных цепей обозначают в виде векторов, образующих замкнутые контуры (рисунок 14.3), называемые геометрическими схемами размерных цепей A и B .

Геометрическая схема размерной цепи – совокупность векторов-звеньев размерной цепи, образующих замкнутый контур и определяющих взаимосвязь замыкающего и составляющих звеньев размерной цепи. Геометрические схемы позволяют исключить возможность ошибок и упростить задачу выявления размерных цепей, особенно при сложных многозвенных цепях.

В зависимости от влияния на замыкающее звено составляющие звенья разделяют на увеличивающие и уменьшающие. Увеличивающими называют такие звенья, с увеличением которых величина замыкающего звена увеличивается; уменьшающими – звенья, с увеличением которых величина замыкающего

звена уменьшается.

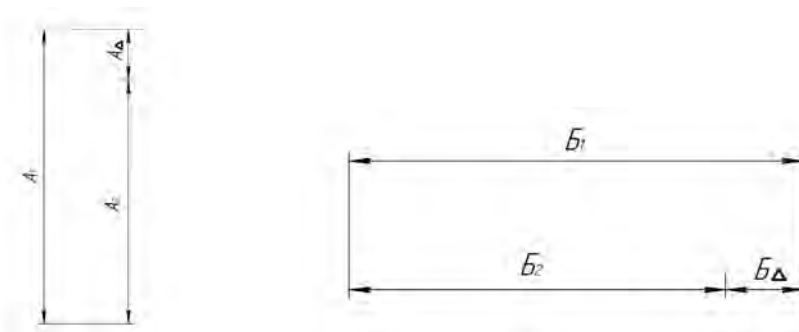


Рисунок 14.3 – Геометрические схемы размерных цепей A и B , представленных на рисунках 14.1 и 14.2

В рассмотренных размерных цепях звенья A_1 и B_1 увеличивающие, а A_2 и B_2 – уменьшающие.

Различают виды размерных цепей по их основным классификационным признакам. В зависимости от взаимного расположения звеньев размерные цепи разделяют на плоскостные и пространственные.

Плоскостные размерные цепи состоят из звеньев, являющихся только линейными размерами или линейными и угловыми размерами, расположенными в одной плоскости или в нескольких параллельных плоскостях. Частным случаем наиболее простых плоскостных размерных цепей являются размерные цепи с параллельными размерами. Такие цепи состоят только из линейных параллельных друг другу размеров. В пространственных размерных цепях звенья имеют взаимное пространственное положение, характеризующееся их расположением в непараллельных плоскостях.

По принадлежности (месту) в изделии различают размерные цепи сборочных единиц и детальные (поддетальные) размерные цепи. В размерных цепях сборочных единиц звеньями являются размеры, принадлежащие нескольким деталям сборочной единицы изделия. В детальных размерных цепях звеньями являются размеры, принадлежащие только данной детали.

По размерности замыкающего звена различают линейные и угловые размерные цепи. Составляющими звеньями таких размерных цепей в общем случае являются линейные и угловые размеры.

По области применения размерные цепи делят на конструкторские, технологические и измерительные. С помощью конструкторских размерных цепей решают задачи по обеспечению требуемого взаимного положения деталей в изделии для достижения их взаимозаменяемости, собираемости, работоспособности и др.

Технологические и измерительные размерные цепи образуются при осуществлении технологических процессов обработки и измерения деталей для решения задач по обеспечению требуемого положения деталей в процессе обработки относительно режущих инструментов или в процессе измерения относительно измерительных средств, при настройке оборудования, расчетах технологических

размеров, перемене баз, расчетах межоперационных размеров и т. д.

Все звенья размерных цепей обозначают прописными буквами русского алфавита для линейных размеров (A, B, B, \dots) или строчными буквами греческого алфавита (кроме букв $\alpha, \delta, \xi, \lambda, \omega$) с индексами порядкового номера для составляющих звеньев и индекса Δ для замыкающего звена. Например, для размерной цепи A замыкающее звено будет A_{Δ} , а составляющие звенья A_1, A_2, A_3, \dots . Для размерной цепи B соответственно $B_{\Delta}, B_1, B_2, B_3$ и т. д.

Рассмотрим параметры замыкающего и составляющих звеньев размерных цепей и их обозначения применительно к размерной цепи A :

- номинальные размеры звеньев A_{Δ} и A_i (где $i = 1, 2, 3, \dots$);
- предельные размеры звеньев $A_{\Delta \max}, A_{\Delta \min}$ и $A_{i \max}, A_{i \min}$;
- допуски звеньев TA_{Δ} и TA_i ;
- координаты середины поля допуска $E_C A_{\Delta}$ и $E_C A_i$;
- предельные отклонения звеньев $ES(es)A_{\Delta}, EI(ei)A_{\Delta}$ и $ES(es)A_i, EI(ei)A_i$.

Указанные обозначения предельных отклонений звеньев размерной цепи предполагают, что звенья цепи могут быть отнесены как к отверстиям, так и к валам. Поэтому для упрощения записи предельных отклонений (за исключением рассматриваемых далее конкретных примеров) приняты общие единые обозначения: для верхних отклонений ESA_{Δ} и ESA_i ; для нижних отклонений EIA_{Δ} и EIA_i .

При решении задач в области конструирования, изготовления, сборки, контроля и измерения параметров деталей и сборочных единиц выделяют две основные постановки задач размерных расчетов – прямую и обратную. Прямая задача заключается в том, что при известных (заданных) параметрах замыкающего звена требуется определить значение параметров всех составляющих звеньев размерной цепи. Такая задача обычно появляется на этапе проектирования, при проектных расчетах. При обратной задаче известны параметры всех составляющих звеньев размерной цепи и нужно определить параметры замыкающего звена. Обратные задачи возникают на этапе производства изделия и являются проверочными расчетами размерных цепей, т. е. решением обратной задачи проверяется правильность решения прямой задачи.

Последовательность расчетов при решении прямой и обратной задач различная. Однако решение задачи размерных расчетов в обеих постановках имеет одинаковые основные этапы: выявление размерной цепи и построение ее геометрической схемы; составление уравнений размерной цепи; решение уравнений размерной цепи.

Расчет размерных цепей.

Расчет и анализ размерных цепей позволяет определить наиболее экономичный метод достижения точности замыкающего звена, требования к которому вытекают из служебного назначения изделия, установить количественную связь между размерами деталей, составляющих изделие, а на основе этого определить порядок простановки размеров на чертежах деталей, сформулиро-

вать технические требования к ним. Сущность расчета размерной цепи заключается в установлении допусков и предельных отклонений всех ее звеньев исходя из требований конструкции.

Расчет размерной цепи обычно включает в себя решение двух задач: прямой и обратной.

Прямая задача состоит в том, что по известному номинальному размеру, допуску и предельным отклонениям замыкающего звена определяют номинальные размеры, допуски и предельные отклонения составляющих звеньев. Прямая задача решается на стадии проектных расчетов.

Обратная задача состоит в том, что по предельным значениям допусков и предельных отклонений составляющих звеньев определяют номинальное значение, допуск и предельные отклонения замыкающего звена. Такая задача решается на стадии проверочных расчетов. Чаще всего решения прямой и обратной задач связаны непосредственно, то есть их решают параллельно.

Известны пять методов расчета размерных цепей:

- 1) полной взаимозаменяемости;
- 2) неполной взаимозаменяемости;
- 3) регулирования;
- 4) пригонки;
- 5) групповой взаимозаменяемости.

Вопрос применения того или иного метода решается на основе технико-экономического анализа и конструктивных особенностей изделия.

Расчет размерных цепей методом регулирования.

Под методом регулирования понимают расчет цепей, при котором требуемая точность исходного (замыкающего) звена достигается преднамеренным изменением (регулированием) одного из заранее выбранных составляющих размеров, называемого компенсирующим.

Сущность метода состоит в том, что на составляющие звенья допуски увеличиваются до экономически целесообразных в данных производственных условиях величин, а точность замыкающего звена обеспечивается за счет изменения размеров компенсирующего звена. Этот метод предполагает наличие в изделиях подвижных (регулирующих винтов) или неподвижных компенсаторов (подкладных плат, колец, прокладок, втулок и т. п.).

Алгоритм расчета размерной цепи при использовании метода регулирования представлен в таблице 14.1.

При сборке, в зависимости от разности между получаемым замыкающим размером и требуемым исходным размером, устанавливают необходимое число прокладок.

Таблица 14.1 – Алгоритм расчета размерной цепи методом регулирования

Расчетный параметр	Расчетная формула
1	2
1 Записать параметры замыкающего звена: номинальное значение, предельные отклонения, допуск, координату середины поля допуска	$A_{\Delta} = \dots ; ESA_{\Delta} = \dots ; EIA_{\Delta} = \dots$ $TA_{\Delta} = ESA_{\Delta} - EIA_{\Delta}$ $E_c A_{\Delta} = \frac{ESA_{\Delta} + EIA_{\Delta}}{2}$
2 Выявить размерную цепь, увеличивающие и уменьшающие звенья, составить ее схему, определить компенсирующее звено	По чертежу изделия
3 Конструктивно определить номинальные значения составляющих звеньев	По чертежу изделия
4 Проверить правильность определения номинальных значений составляющих звеньев	$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m A_{i \text{ув.}} - \sum_{i=1}^n A_{i \text{ум.}}$
5 По ГОСТ 25346–82 (таблица 14.2) установить экономически целесообразные допуски TA'_i (по IT10...IT14). Допуски ширин внутренних колец подшипников выбрать из таблицы 14.3	$TA'_1 = \dots ; TA'_2 = \dots ;$ $TA'_3 = \dots ; TA'_{m-2} = \dots$
6 Задать расположение допусков составляющих звеньев и записать их предельные отклонения, кроме компенсирующего звена (предельные отклонения ширин внутренних колец подшипников выбрать из таблицы 14.3)	Для охватывающих звеньев $ESA_i = +TA'_i ; EIA_i = 0.$ Для охватываемых звеньев $ESA_i = 0 ; EIA_i = -TA'_i$
7 Определить координаты середины полей допусков составляющих звеньев, кроме компенсирующего	$E_c A_i = \frac{ESA_i + EIA_i}{2}$
8 Определить производственный допуск замыкающего звена, за исключением компенсирующего	$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m+n-1} TA'_i$
9 Определить величину компенсации	$T_k = TA'_{\Delta} - TA_{\Delta} + T_{mk}$
10 Определить координату середины производственного допуска замыкающего звена	$E_c A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m E_{ci \text{ув.}} - \sum_{i=1}^n E_{ci \text{ум.}}$
11 Определить величину компенсации координаты середины поля производственного допуска замыкающего звена	$E_c A_k = \pm (E_c A_{\Delta} - E_c A'_{\Delta}) *$
12 Определить предельные значения величины необходимой компенсации	$ESA_k = E_c A_k + \frac{TA_k}{2}$ $EIA_k = E_c A_k - \frac{TA_k}{2}$



Окончание таблицы 14.1

1	2
Если $EIA_k > 0$, то дальше выполнить пп. 15 и 16 данной таблицы. Если $EIA_k < 0$, то выполнить п. 13 и далее	
13 Изменить координату середины поля допуска одного из составляющих звеньев на величину	$E_c A_i'' = E_c A_i' - EIA_k$ (для увеличивающих звеньев); $E_c A_i'' = E_c A_i' + EIA_k$ (для уменьшающих звеньев)
14 Определить новые предельные отклонения для измененного звена	$ESA_i'' = E_c A_i'' + \frac{TA_i'}{2}$ $EIA_i'' = E_c A_i'' - \frac{TA_i'}{2}$
15 Установить толщину одной прокладки	$S \leq TA_\Delta$
16 Определить количество прокладок	$N = \frac{T_k}{S}$
<i>Примечание</i> – * – знак «плюс» ставится в том случае, если компенсатор является увеличивающим звеном, а знак «минус» – уменьшающим звеном	

Таблица 14.2 – Значения допусков (ГОСТ 28346–82)

В микрометрах

Интервал размера, мм	Квалитет												
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1...3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000
3...6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200
6...10	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
10...18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
18...30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
30...60	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
60...80	13	19	30	45	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
80...120	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
120...180	18	25	40	63	100	180	250	400	630	1000	1600	2500	4000
180...250	20	29	46	72	113	188	290	460	720	1150	1850	2900	4600
230...315	23	32	52	84	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
315...400	25	36	57	89	146	230	360	570	890	1400	2300	3800	5700
400...500	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1150	2500	4000	6300



2 Начертить размерную цепь A с исходным (замыкающим) звеном A_{Δ} , составляющими звеньями A_1, A_3, A_4, A_5, A_6 и компенсатором A_2 .

3 Внести конструктивные изменения в узел размоточного цилиндра упаковочной машины с целью применения неподвижного компенсатора (прокладок) для регулирования замыкающего звена A_{Δ} в процессе сборки.

4 Рассчитать размерную цепь с применением неподвижного компенсатора по алгоритму таблицы 14.1.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- чертеж размерной цепи;
- отчетный бланк с расчетами по форме таблицы 14.4.

Таблица 14.4 – Нижние предельные отклонения ширины внутренних колец подшипников по ГОСТ 520–89

В микрометрах

Расчетный параметр	Результат расчета
1	2
$B_{\Delta} =$; $ESB_{\Delta} =$; $EIB_{\Delta} =$ $TB_{\Delta} = ESB_{\Delta} - EIB_{\Delta}$; $E_c B_{\Delta} = \frac{ESB_{\Delta} + EIB_{\Delta}}{2}$	
Схема размерной цепи	
$B_1 =$; $B_2 =$; $B_3 = \dots$; $B_i =$	
$B_{\Delta} = \sum_{i=1}^m B_{i_{ув.}} - \sum_{i=1}^n B_{i_{ум.}}$	
По ГОСТ 25.347 (таблица А.1) $TB'_1 =$; $TB'_2 = \dots$; $TB'_i =$; $B'_1 =$; $B'_2 =$; $B'_3 =$, кроме компенсирующего	
$E_c B_1 = \frac{ESB_1 + EIB_1}{2} \dots$ $E_c B_i = \frac{ESB_i + EIB_i}{2}$, кроме компенсирующего	
$TB'_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-2} TB'_i$	
$T_{\kappa} = TB'_{\Delta} - TB_{\Delta} + T_{мк}$	
$E_c B'_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-2} \xi_i E_c B'_i$	
$E_c B_{\kappa} = \pm (E_c B_{\Delta} - E_c B'_{\Delta})$ «+» – для увеличивающего; «-» – для уменьшающего	



Окончание таблицы 14.4

1	2
$ESB_{\kappa} = E_c B_{\kappa} + \frac{T_{\kappa}}{2}$ $EIB_{\kappa} = E_c B_{\kappa} - \frac{T_{\kappa}}{2}$	
<p>Так как $EIB_{\kappa} < 0$, $E_c B_{i_{y\delta}}'' = E_c B_{i_{y\delta}}' - EIB_{\kappa}$ или $E_c B_{i_{y\delta}}'' = E_c B_{i_{y\delta}}' + EIB_{\kappa}$</p>	
$ESB_i'' = E_c B_i'' + \frac{TB_i'}{2}$ $EIB_i'' = E_c B_i'' - \frac{TB_i'}{2}$	
$S \leq TB_{\Delta}$	
$N = \frac{T_{\kappa}}{S}$	

Вопросы для самоконтроля

- 1 Что называется размерной цепью?
- 2 Составляющие звенья цепей, их виды.
- 3 Что такое исходное (замыкающее) звено?
- 4 Какие задачи решают с помощью размерных цепей?
- 5 Методы расчета размерных цепей.
- 6 Сущность расчета размерных цепей методом регулирования.
- 7 Назначение компенсирующего звена в размерной цепи.
- 8 Какие виды компенсаторов применяются для достижения точности замыкающего звена?
- 9 Как определяется величина компенсации?
- 10 Как назначаются допуски на размеры составляющих звеньев?
- 11 Назначение прокладок, количество которых определяется в процессе расчета размерной цепи.
- 12 Как обеспечивается точность замыкающего звена при сборке?



Лабораторная работа № 15. Уплотнения подшипниковых узлов

Цель работы: ознакомление с видами и конструкциями наиболее распространенных уплотнений. Изучение конструкции трех различных уплотнений (получить у преподавателя), измерение, черчение их эскизов и постановка габаритных и установочных размеров. Расшифровка условного обозначения каждого уплотнения.

Виды и конструкции уплотнений.

Уплотнения предназначены для защиты подшипников от загрязнения и влаги. Кроме того, они предотвращают утечку смазочного материала.

Правильный выбор уплотнения определяет работоспособность подшипникового узла в целом. При выборе уплотнения учитываются:

- вид применяемого смазочного материала (жидкий или пластичный) и его физико-химические свойства;
- окружная скорость кромки уплотнения относительно сопряжённой поверхности, свойства поверхности (твёрдость, шероховатость);
- рабочая температура подшипникового узла;
- расположение вала (горизонтальное или вертикальное);
- возможные перекосы и биение вала;
- состояние окружающей среды;
- конструктивные особенности подшипникового узла и установленных в нём подшипников;
- особенности обслуживания подшипникового узла и др.

Условно уплотнения разделяются на два вида: бесконтактные уплотнения и контактные уплотнения. Действие контактных уплотнений достигается непосредственным давлением кромки уплотнения на уплотняемую поверхность. Уплотнительный эффект бесконтактных уплотнений определяется действием узких зазоров между вращающейся и неподвижной частью подшипникового узла и достигается с помощью центробежных сил, гидродинамических явлений и т. д.

Контактные уплотнения (сальники, V-образные кольца, резинометаллические манжеты, разрезные пружинные кольца, торцовые уплотнения и др.) требуют соответствующей обработки уплотняемой поверхности, смазывания кромки уплотнения; регулирования нагрузки на поверхностях контакта; рационального подбора материалов поверхностей трения; правильного монтажа. Бесконтактные уплотнения (щелевые уплотнения, отгонные резьбы, гребешковые уплотнения, отражательные диски, ловушки разнообразных типов, лабиринтные уплотнения) практически не изнашиваются и срок их службы неограничен. Они особенно пригодны для работы при высоких скоростях и температурах.

Порядок выполнения работы.

Студенты получают от преподавателя образцы уплотнений и мерительный инструмент. Проводят необходимые замеры, выполняют эскизы уплотнений с



проставкой габаритных и установочных размеров, записывают условное обозначение каждого уплотнения, производят его расшифровку.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- эскизы уплотнений с проставленными габаритными и установочными размерами и краткой характеристикой каждого уплотнения;
- условное обозначение каждого уплотнения и его расшифровку.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Для чего предназначены уплотнения?
- 2 Какие факторы учитываются при выборе уплотнений?
- 3 Назовите виды уплотнений.
- 4 Объясните действие контактных уплотнений.
- 5 В чем заключается уплотнительный эффект бесконтактных уплотнений?
- 6 Назовите основные контактные уплотнения.
- 7 Назовите основные бесконтактные уплотнения.
- 8 Какие требования предъявляются при установке контактных уплотнений?
- 9 Какие требования предъявляются при установке бесконтактных уплотнений?
- 10 Назовите основные сальниковые уплотнения.
- 11 Назовите преимущества и недостатки сальниковых уплотнений.
- 12 Объясните принцип действия V-образного кольца.
- 13 Назовите преимущества и недостатки V-образных колец.
- 14 Когда применяют резинометаллические манжеты?
- 15 Из каких элементов состоит резинометаллическая манжета? Назначение этих элементов.
- 16 Какие материалы применяют для выполнения упругих элементов манжет?
- 17 Назовите схемы установки резинометаллических манжет в зависимости от их назначения.
- 18 Назовите основные конструкции резинометаллических манжет.
- 19 Объясните причины парной (сдвоенной) установки манжет.
- 20 Какие факторы влияют на сохранение работоспособности манжетных уплотнений?
- 21 Для чего применяют уплотнение резиновые кольца?
- 22 Когда используют уплотнение разрезные пружинные кольца?
- 23 Назовите основные конструкции торцовых уплотнений.
- 24 Назовите основные конструкции бесконтактных щелевых уплотнений.
- 25 Когда используют лабиринтные уплотнения? Назовите их основные виды.
- 26 Для чего применяют комбинированные уплотнения?



Лабораторная работа № 16. Исследование дисковой фрикционной предохранительной муфты

Цель работы: изучение конструкции и принципа работы фрикционной дисковой предохранительной муфты; настройка муфты и проверка моментов, передаваемых муфтой; определение коэффициентов «срабатывания» и точности «срабатывания» муфты.

Основы конструкции и теории фрикционной дисковой предохранительной муфты.

Предохранительные муфты служат для защиты элементов машин от воздействия перегрузок, они разъединяют валы при возрастании крутящего момента выше допустимого значения. Наличие предохранительной муфты в кинематической цепи позволяет более строго определить расчетные параметры при проектировании машин, что приводит к снижению запасов прочности и веса машин.

Одной из разновидностей предохранительных муфт являются фрикционные. Они передают крутящий момент за счет сил трения, возникающих между фрикционными поверхностями ведущей и ведомой полумуфт при их сжатии. К ним относятся конусная и дисковая фрикционные муфты. Дисковая фрикционная муфта является наиболее распространенной.

Муфта фрикционная дисковая (рисунок 16.1) состоит из ведущей 1 и нажимной 2 полумуфт, между которыми расположены ведущие диски 3, входящие радиальными выступами 4 в пазы ведущей полумуфты 1, и ведомые диски 5 с фрикционными накладками, установленные на втулке 6 посредством шпонок 7, допускающих свободное их перемещение в осевом направлении. Нажимная полумуфта 2 выполнена с фрикционной накладкой и установлена так же, как и ведомые диски 5.

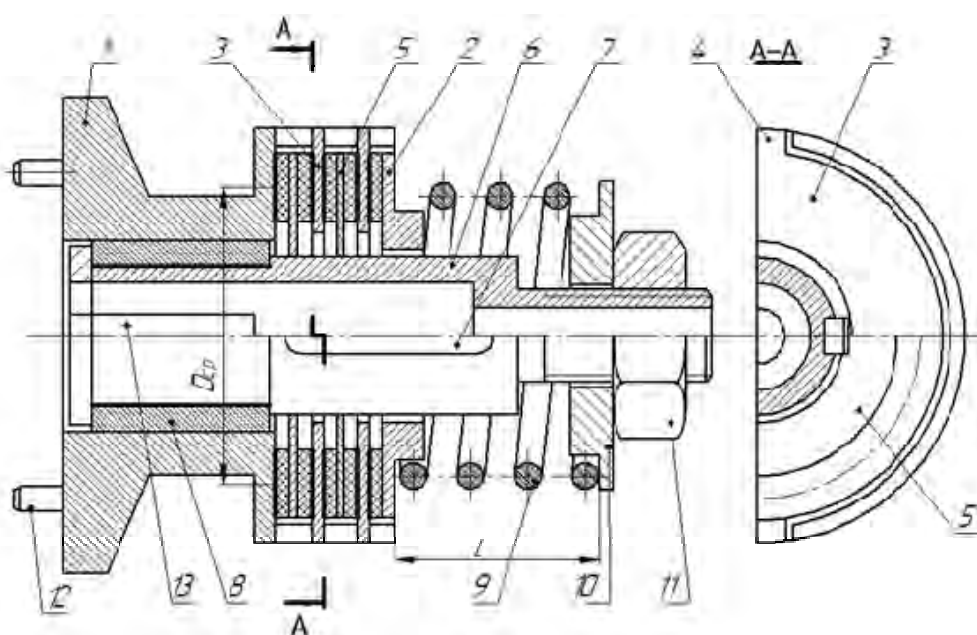


Рисунок 16.1 – Муфта фрикционная дисковая

Втулка 6 смонтирована на подшипниках скольжения 8 в ведущей полумуфте 1. Необходимое усилие сжатия дисков обеспечивается пружиной сжатия 9, расположенной между нажимной полумуфтой 2 и опорной шайбой 10, закрепленной на втулке 6 гайкой 11.

Крутящий момент на ведущую полумуфту 1 передается посредством штифтов 12, консольно закрепленных на ведущей полумуфте 1 и входящих в отверстия зубчатого колеса привода. С ведущей полумуфты 1 и ведущих дисков 3 момент передается на ведомые диски 5 и нажимную полумуфту 2 силами трения. С ведомых дисков 5 и полумуфты 2 на втулку 6 момент передается шпонками 7, а со втулки 6 на ведомый вал привода – шпонкой 13.

Для передачи крутящего момента T_{cp} (начала срабатывания муфты) необходимо сжать пружину усилием F_a :

$$T_{cp} = \frac{F_a D_{cp} z f}{2}, \quad (16.1)$$

где D_{cp} – средний диаметр контакта дисков;

z – количество поверхностей трения;

f – коэффициент трения.

Расчетное усилие пружины F_a обеспечивается ее сжатием до размера L посредством гайки 11.

Описание лабораторной установки.

Испытательный стенд ДМ-40, схема которого приведена на рисунке 16.2, состоит из привода, исследуемой муфты, нагружающего устройства, системы измерения и управления. Привод осуществляется от электродвигателя переменного тока. Крутящий момент от двигателя 1 на ведомый вал 7 передается через клиноременную передачу 2, пару шестерен 3 и 4, смонтированных в корпусе редуктора 5, и испытуемую муфту 6. Ведомый вал 7 вращается в подшипниках 8, размещенных внутри зубчатого колеса 4.

Испытуемая муфта, представляющая собой отдельный быстросъемный узел, одевается на выступающий конец ведомого вала 7 и фиксируется в осевом направлении гайкой; при этом ведущая полумуфта соединяется с зубчатым колесом штифтами. Конструкция муфты позволяет регулировать силу сжатия полумуфт и замерять ее путем определения длины пружины, которая предварительно прошла тарировку.

Нагрузка ведомого вала 7 осуществляется балансирным колодочным тормозом 9, позволяющим плавно менять силу сжатия колодок и величину нагрузки. Рычаги тормоза соединены штангой 10 с обоймой 11, сидящей на подшипниках 12 ведомого вала 7, что дает возможность тормозной системе свободно качаться вокруг оси вала. Тормоз 9 снабжен гидравлическим демпфером 13. Балансирная система тормоза может быть зафиксирована винтовым устройством 14.

Обойма 11 через призму 15 опирается на плоскую измерительную пружину 16, прогиб которой измеряется индикатором 17 часового типа с делением 0,01 мм.



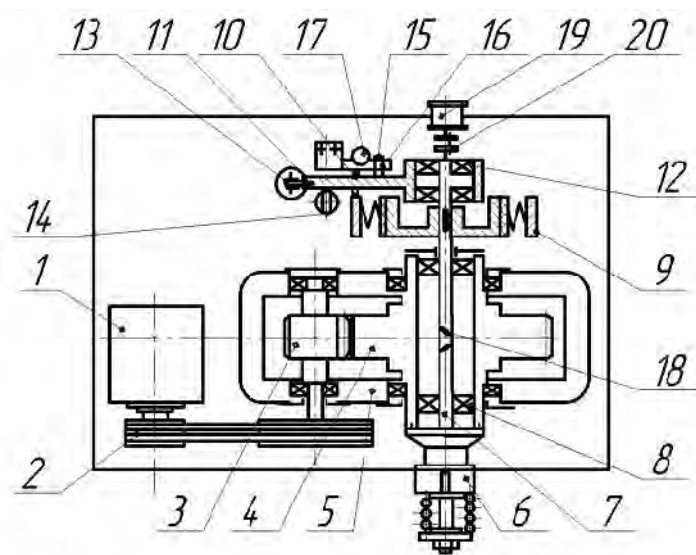


Рисунок 16.2 – Схема лабораторной установки для испытания муфт

Система управления установкой смонтирована на лицевой ее части. На панели установлена рукоятка включения и выключения стенда.

Порядок выполнения работы.

Разобрать предохранительную муфту, отвернув сжимающую пружину гайку. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей.

Измерить внешний D_1 и внутренний D_2 диаметры фрикционных асбестовых накладок диска 5 (см. рисунок 16.1).

Определить по формуле (16.1) расчетные моменты «срабатывания» T_{cp1} , T_{cp2} и T_{cp3} при $F_{a1} = 120$ Н, $F_{a2} = 150$ Н, $F_{a3} = 180$ Н, приняв $z = 5$, $f = 0,35$. Измеренные данные и результаты расчета занести в таблицу 16.1 отчета.

Таблица 16.1 – Характеристика муфты

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Значение
Внутренний диаметр фрикционных накладок	D_2	мм	
Средний диаметр контакта дисков (накладок)	D_{cp}	мм	$D_{cp} = \frac{D_1 - D_2}{2} =$
Расчетные моменты «срабатывания» муфты T_{cp1} , T_{cp2} , T_{cp3} при силах сжатия пружины соответственно F_{a1} , F_{a2} , F_{a3}	T_{cp1}	Н·м	
	T_{cp2}	Н·м	
	T_{cp3}	Н·м	

Собрать муфту. Затянуть пружину до усилия $F_{a1} = 120$ Н, контролируя при этом ее необходимую длину L , вычисленную по формуле

$$L = 50 - 0,05F_{a1} , \quad (16.2)$$

где 50 мм – длина пружины в свободном состоянии;

0,05 мм/Н – коэффициент осадки пружины, полученный нагружением ее на силовой измерительной установке.

Отпустить колодки тормоза, включить электродвигатель и, плавно зажимая тормоз, заметить и записать в таблицу 16.2 отчета максимальное (предельное) показание m стрелки индикатора в момент «срабатывания» муфты. Повторить опыт 5 раз.

Таблица 16.2 – Результаты испытаний муфты

Номер опыта	$F_{a1} = 120 \text{ Н}$		$F_{a2} = 150 \text{ Н}$		$F_{a3} = 180 \text{ Н}$	
	m , дел.	T_{np} , Н·м	m , дел.	T_{np} , Н·м	m , дел.	T_{np} , Н·м
1						
...						
5						
Среднее значение						

Исходя из показаний m индикатора, определить значения предельных моментов T_{np} по формуле

$$T_{np} = \mu m, \quad (16.3)$$

где μ – тарировочный коэффициент плоской измерительной пружины, полученный нагружением тормоза моментами при помощи рычага и грузов, $\mu = 0,157 \text{ Н·мм/деление}$.

Определить коэффициент точности «срабатывания» муфты:

$$K_T = \frac{T_{np \min}}{T_{np \max}}, \quad (16.4)$$

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

Вычислить значение коэффициента «срабатывания» муфты:

$$K = \frac{T_{np}}{T_{cp}}, \quad (16.5)$$

где T_{np} – среднее (за пять опытов) значение предельного момента;

T_{cp} – расчетный момент «срабатывания» муфты.

По данным ГОСТ 15621–77 *Муфты предохранительные фрикционные общего назначения* должно выполняться условие $K < 1,2$.

Затянуть пружину до усилия $F_{a2} = 150 \text{ Н}$, затем – до усилия $F_{a3} = 180 \text{ Н}$. Повторить испытания и расчеты. Результаты их занести в таблицы 16.2 и 16.3 отчета. Освободить пружину от затяжки.



Таблица 16.3 – Коэффициенты, характеризующие работу муфты

Расчетный коэффициент	Сила сжатия пружины		
	$F_{a1} = 120 \text{ Н}$	$F_{a2} = 150 \text{ Н}$	$F_{a3} = 180 \text{ Н}$
Коэффициент точности «срабатывания» муфты K_T			
Коэффициент «срабатывания» муфты K			

Отчет должен включать:

- цель работы;
- результаты измерений и расчеты;
- таблицы 16.1 – 16.3;
- выводы по результатам работы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Для чего применяют в приводах предохранительные муфты?
- 2 Дайте оценку фрикционным предохранительным муфтам.
- 3 Назовите элементы конструкции фрикционной дисковой муфты.
- 4 Изложите принцип работы фрикционной дисковой муфты.
- 5 Изложите основные геометрические параметры муфты, влияющие на момент «срабатывания».
- 6 Как отрегулировать муфту на предельный момент $T_{np} = 10 \text{ Н}\cdot\text{м}$?
- 7 Что определяет коэффициент точности «срабатывания» муфты?
- 6 Что характеризует коэффициент «срабатывания» муфты?

Лабораторная работа № 17. Изучение конструкций и снятие характеристик упругих муфт

Цель работы: исследование упругих свойств муфты.

Основные сведения о муфтах.

Муфты – это устройства, которые служат для соединения концов валов.

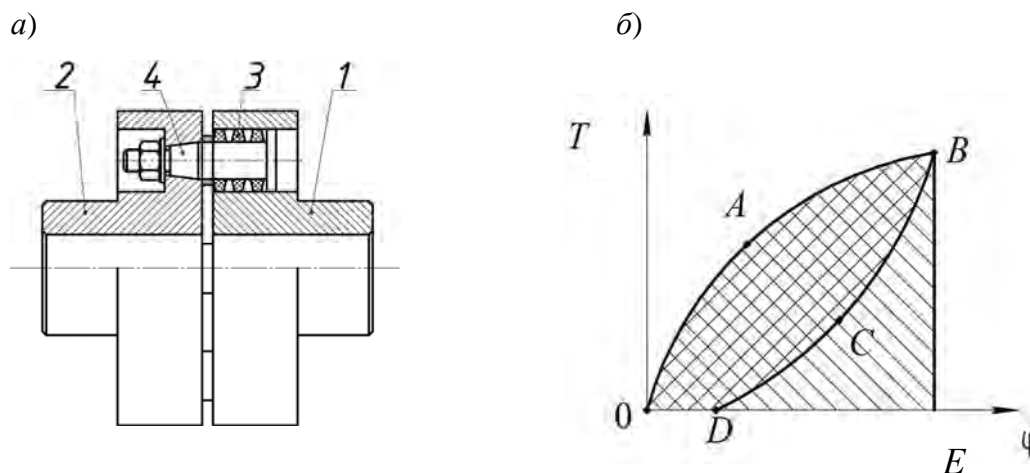
Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин komponуют из ряда отдельных частей с входными и выходными валами, которые соединяют с помощью муфт. Соединение валов является общим, но не единственным назначением муфт.

Компенсирующие упругие муфты предназначены для компенсации вредного влияния толчков и ударов, передаваемых в момент пуска двигателя, защиты от резонансных крутильных колебаний и компенсации продольной, радиальной и угловой несоосности соединяемых валов.

Характерным элементом упругих муфт является звено или ряд звеньев, способных деформироваться в процессе работы, причем способность к упругой деформации – главная особенность упругой муфты. Благодаря этой способно-



сти упругие муфты допускают угловой относительный поворот ведущей и ведомой полумуфт. Устройство упругой муфты рассмотрим на примере устройства упругой втулочно-пальцевой муфты – МУВП (рисунок 17.1, а).



1, 2 – полумуфты (ведущая и ведомая); 3 – упругое звено; 4 – палец

Рисунок 17.1 – Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) и ее характеристика

Конструкция и принцип работы упругой втулочно-пальцевой муфты ясны из рисунка 17.1, а. В качестве упругого звена здесь применяются резиновые втулки. Жесткость муфты определяет ее упругие свойства. Если закрепить одну полумуфту, а к другой приложить крутящий момент T , то вторая полумуфта повернется относительно первой на некоторый угол φ .

График зависимости $T(\varphi)$ называется характеристикой муфты. Способность муфты необратимо поглощать энергию при деформировании упругого элемента называется демпфирующей способностью. Она характеризуется коэффициентом демпфирования ψ . Он представляет собой отношение энергии, потерянной за один цикл колебаний муфты, к полной энергии, затраченной на её деформацию за этот же период (рисунок 17.1, б). Потерянная энергия поглощается муфтой и в конечном счете переходит в тепло.

$$\psi = \frac{\text{Площадь } OABCD}{\text{Площадь } OABE}.$$

Петля $OABCD$ (см. рисунок 17.1, б) называется петлей гистерезиса.

Порядок выполнения работы.

Определение упругих свойств муфты проводится на установке для ее испытания (рисунок 17.2), которая состоит из неподвижной полумуфты 1, приваренной к стойке станда 2, и подвижной полумуфты 3, к которой крепятся восемь пальцев 4, расположенных по четыре на окружностях диаметров $d_1 = 70$ мм и $d_2 = 90$ мм. Пальцы включаются в работу тогда, когда на них одеты упругие втулки 5. На подвижную полумуфту нагрузка передается посред-

ством рычага 6, на который давит винт 7 через динамометрическую пружину 8. Нагрузка фиксируется индикатором И1, а угол смещения полумуфт – индикатором И2. Дистанционная втулка 10 предотвращает смещение полумуфт 1 и 3 вдоль оси 9.

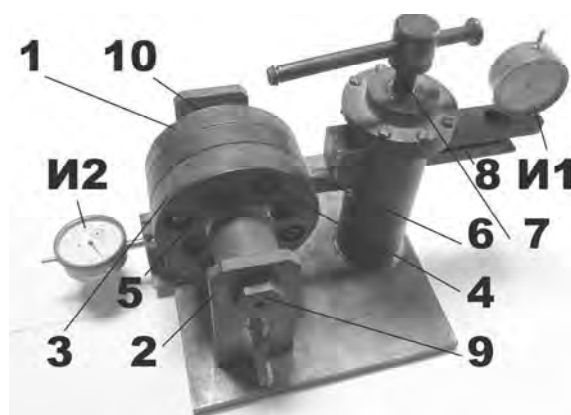


Рисунок 17.2 – Установка для испытания муфты

Работа выполняется в следующей последовательности:

- 1) подготовить шаблон таблицы 17.1 с результатами;
- 2) установить индикаторы И2 и И1 на нули;
- 3) ступенчато нагрузить муфту, для чего, закручивая винт 7, следить, чтобы стрелка индикатора И1 перемещалась на одно или полтора деления. Одно деление индикатора, равное 0,01 мм, соответствует 70 Н. Для каждой точки нагружения фиксировать по индикатору И2 отклонения стрелки;
- 4) отвинчивая винт 7, ступенчато разгружать муфту, фиксируя те же точки по индикатору И1, что и при нагружении. При этом также фиксировать отклонения стрелки на индикаторе И2;
- 5) определить усилие нагружения P и момента T нагружения для соответствующих экспериментальных точек по формулам

$$P = S_1 \cdot 70 \quad \text{и} \quad T = 0,125 \cdot P ,$$

где S_1 – показания индикатора И1 в делениях;

б) подсчитать показания S_2 индикатора И2 в миллиметрах и углы закручивания φ при нагружении и разгрузке для выбранных точек. Показания S_2 индикатора И2 в мм и угол закручивания φ определяются по формулам

$$S2_{MM} = S2_{дел} \cdot k \quad \text{и} \quad \varphi = \frac{S2_{MM}}{R} \cdot \frac{180}{\pi} ,$$

где $S2$ – показания индикатора И2 в делениях;

k – цена деления индикатора И2;

R – расстояние от центра муфты до ножки муфты, $R = 85$ мм;

7) построить график-характеристику муфты и подсчитать коэффициент демпфирования (см. рисунок 17.1, б).

Таблица 17.1 – Результаты испытания муфты упругой втулочно-пальцевой

Номер замера	Показания индикатора И1 S_1	Нагрузка		Нагружение муфты			Разгрузка муфты		
		P , Н	T , Н·м	Показания индикатора И2		Угол закручивания, град	Показания индикатора И2		Угол закручивания, град
				S_2 , дел.	S_2 , мм		S_2 , дел.	S_2 , мм	
1									
...									
11									

Отчет должен включать:

- цель работы;
- таблицу с результатами экспериментов;
- построенную характеристику муфты;
- расчёт коэффициента демпфирования;
- выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Что такое упругая муфта?
- 2 Как устроена упругая муфта?
- 3 Что такое характеристика муфты?
- 4 Какие бывают упругие муфты?
- 5 Что такое жесткость муфты?
- 6 Что такое демпфирующая способность муфты?
- 7 Как рассчитывают коэффициент демпфирования?
- 8 Что такое петля гистерезиса?
- 9 Как устроен испытательный стенд?

Список литературы

- 1 **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – Москва : Юрайт, 2016. – 408 с. : ил.
- 2 **Ступин, А. В.** Детали машин и механизмов / А. В. Ступин. – Старый Оскол : ТНТ, 2016. – 208 с. : ил.

