

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРЕНИЯ В РЕЗЬБЕ И НА ТОРЦЕ ГАЙКИ

Методические указания к выполнению
лабораторной работы № 4 по дисциплине " Детали машин " для студентов всех
специальностей

Хабаровск
Издательство ХГТУ 2003

ВВЕДЕНИЕ

Соединения деталей с помощью резьбы являются одним из старейших и наиболее распространенных видов разъемного соединения. В современных конструкциях резьбовые детали (винт, гайка, болт и шпилька) составляют более половины общего количества деталей. Большое распространение резьбовых соединений в машиностроении объясняется:

- а) возможностью создания больших осевых усилий при завинчивании, вследствие клинового действия резьбы;
- б) возможностью фиксирования зажима в любом положении, благодаря самоторможению;
- в) простотой и удобством при сборке и разборке соединений.

Резьба образуется путем нанесения режущим инструментом на поверхности деталей винтовых канавок с сечением специального профиля. Образовавшиеся при нарезании выступы называют витками резьбы. Стержень, на наружной поверхности которого нанесена резьба, в общем случае называют винтом, а деталь с резьбовым отверстием, навинчиваемую на винт - гайкой. Форма профиля резьбы в осевом сечении может быть треугольной, прямоугольной, трапецеидальной и круглой.

На работоспособность резьбовых соединений существенное влияние оказывает трение в резьбе и на торце гайки или головки винта. Так, в крепежных резьбах, предназначенных для скрепления соединяемых деталей, необходимо обеспечить повышенное трение, исключающее самопроизвольное отвинчивание гаек или винтов. Это достигается выбором соответствующего профиля резьбы (треугольного), небольшим углом подъема резьбы (резьбы с мелкими шагами), а также стопорением с помощью контргаек, пружинных шайб и т. п.

В то же время при вращении гайки под нагрузкой повышенное трение в резьбе увеличивает напряжение кручения в стержне винта и снижает его прочность. В резьбах для передачи движения (ходовых и грузовых винтов) с целью обеспечения высокого КПД, наоборот, следует иметь минимальное трение. Во всех этих случаях необходима соответствующая информация о величине коэффициентов трения. Их значения устанавливаются экспериментальными исследованиями, при которых замеряется момент сопротивления вращения ключа $T_{зав}$ при завинчивании гайки или винта и определяются его составляющие: момент сил сопротивления в резьбе T_r и момент сил трения на торце гайки T_m .

Коэффициенты трения в резьбовых деталях изменяются в довольно широких пределах и зависят от сочетания материалов, винта и гайки, состояния поверхности (шероховатости и твердости), наличия смазки, скорости завинчивания и других факторов.

В данной лабораторной работе изучается зависимость момента сопротивлений в резьбе и на торце гайки от осевой силы затяжки, определяются коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки.

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ РАБОТЫ

Цели работы: изучение вопросов механики взаимодействия деталей в болтовом соединении; анализ влияния различных факторов на величину момента завинчивания и коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки. Задачи работы:

1.1. Экспериментально определить величину момента завинчивания гайки $T_{зав}$, момента сопротивления в резьбе T_P и вычислить значение момента сил трения на торце гайки T_P при различных значениях силы затяжки $F_{зат}$ болта.

1.2. Определить значения коэффициентов трения в резьбе f_p и на торце гайки f_m .

1.3. Построить зависимость моментов T_P , T_m , $T_{зав}$, коэффициентов трения в резьбе f_p и на торце f_m от величины силы затяжки $F_{зат}$.

2. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

При завинчивании гайки ключом (рис. 1) преодолевается момент сопротивления в резьбе T_P и момент трения на опорном торце гайки T_m :

$$T_{зав} = Q_{кл} \cdot L = T_P + T_m, \quad (1)$$

2.1. Момент сопротивления в резьбе T_P состоит из момента сил трения по сопряженным виткам гайки и винта, а также момента силы полезного сопротивления (например, момента силы для подъема груза в винтовом домкрате).

Для определения момента сопротивления в резьбе T_P воспользуемся моделью (рис. 2), в которой гайка заменена элементом гайки Γ , перемещающимся по витку прямоугольного профиля неподвижного винта. Элемент Γ нагружен осевой силой F и при действии окружной силы F_t , создаваемой гаечным ключом, перемещается вверх, что соответствует завинчиванию гайки. При перемещении элемента Γ на поверхности витка возникает сила трения $N \cdot f_p$, под влиянием которой суммарная реакция витка R отклоняется от нормали на угол трения φ . Коэффициент трения в резьбе f_p связан с углом трения зависимостью

$$f_p = \operatorname{tg} \varphi \quad (2)$$

Из треугольника сил, действующих на элемент гайки (рис. 2) с учетом дополнительного сопротивления для его подъема по витку, окружная сила определяется по зависимости

$$F_t = F \operatorname{tg}(\Psi + \varphi) \quad (3)$$

а момент сопротивления в резьбе T_P при приложении силы F_t на расстоянии среднего радиуса резьбы $d_2/2$:

$$T_P = F_t \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\Psi + \varphi) \quad (4)$$

где Ψ - угол подъема резьбы по среднему диаметру d_2 .

В случае треугольного профиля резьбы (рис. 2) при той же величине силы F нормальная реакция увеличивается $N = \frac{F}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ и соответственно сила трения будет больше в $\frac{1}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ раз.

Повышенное трение для непрямоугольных резьб (при $\alpha > 0^\circ$) учитывается приведенным (фиктивным) коэффициентом или углом трения:

$$\left. \begin{aligned} f' &= \frac{f_p}{\cos(\alpha/2)} \\ \varphi' &= \operatorname{arctg} f' \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

а момент сопротивления в резьбе

$$T_P = F \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\Psi + \varphi') \quad (6)$$

Для метрической резьбы, имеющей угол профиля $\alpha = 60^\circ$, приведенный коэффициент трения больше физического на 15%, т. е.

$$f' = \frac{f_p}{\cos 60^\circ / 2} \approx 1,15 f_p \quad (7)$$

При известном моменте сопротивления приведенный коэффициент трения в резьбе определится из приближенной зависимости (6)

$$f' = \operatorname{tg} \varphi' \approx \frac{2T_p}{FD_2} - \operatorname{tg} \Psi \quad (8)$$

2.2. Трение на опорном торце заворачиваемой гайки происходит по кольцевой площадке (рис. 1) с наружным диаметром D_1 и внутренним диаметром $d_{омв}$, равным диаметру отверстия под болт. Считая силу трения на торце гайки сосредоточенной и приложенной к среднему радиусу кольцевой площадки, момент трения можно определить по формуле:

$$T_m = F_{mp} \frac{d_{cp}}{2} = F f_m \frac{d_{cp}}{2} \quad (9)$$

где f_m - коэффициент трения на торце гайки; d_{cp} - средний диаметр опорной поверхности гайки, равный

$$d_{cp} = \frac{1}{2} (D_1 + d_{омв}) \quad (10)$$

В соответствии с зависимостью (9) коэффициент трения на торце гайки

$$F_m = \frac{2T_m}{F d_{cp}}$$

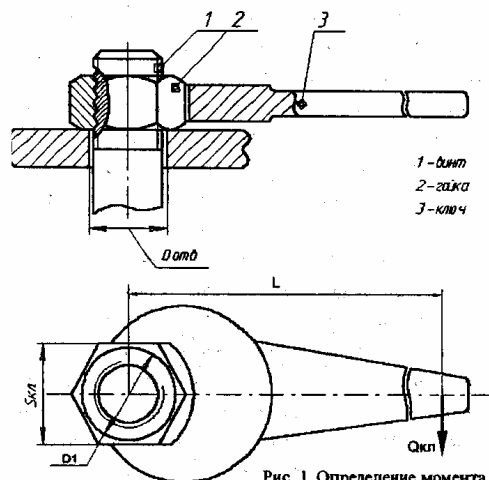


Рис. 1. Определение момента заворачивания

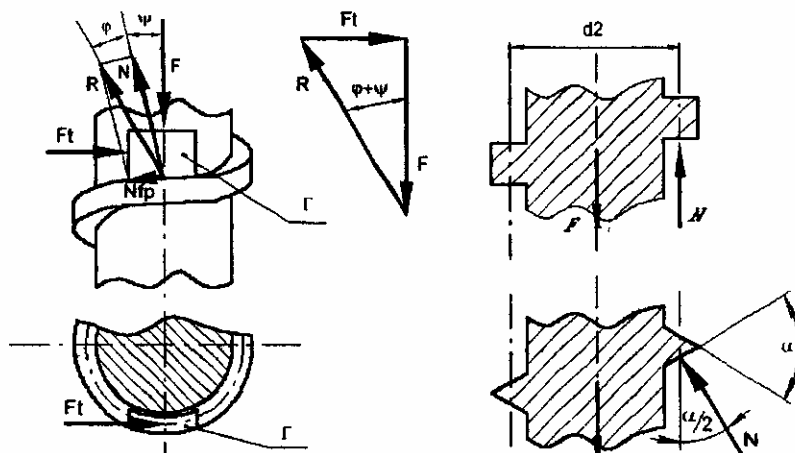


Рис. 2. Схема сил на витках прямоугольной и треугольной резьб

3. УСТРОЙСТВО И РАБОТА ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Работа выполняется на установке (рис. 3 и 4), состоящей из кронштейна 1, на котором смонтирована динамометрическая пружина сжатия прямоугольной формы 2. Исследуемый болт 3 устанавливается в сквозном отверстии динамометрической пружины. Для фиксации болта от проворачивания предусмотрен упор, а для центрирования болта и устранения его возможного лерекоса - сферическая шайба 5, устанавливаемая под головку болта. При завинчивании гайки пружина упруго деформируется (сжимается) пропорционально осевой силе затяжки болта. Следовательно, по величине деформации пружины, измеряемой индикатором часового типа 6 с ценой деления 0,01 мм, можно установить величину осевой силы, действующей на болт. Зависимость между осевой силой и деформацией представлена на тарировочном графике динамометрической пружины, закрепленном над лабораторной установкой.

Для исследования момента сопротивления в резьбе надо исключить трение на опорном торце завинчиваемой гайки. Для этой цели предусмотрен упорный шариковый подшипник 7, на верхнее кольцо которого опирается ступенчатая шайба 8 с гайкой 9 исследуемого болта. При завинчивании гайки трение между ее торцом и поверхностью шайбы устраняется, так как в этом случае происходит вращение шайбы вместе с гайкой и верхним кольцом подшипника. Момент трения качения в подшипнике относительно невелик и им пренебрегают, считая, что $T_{ув} * m_p$ (основное допущение, принятое при выполнении работы).

Для исследования полного момента завинчивания, т. е. уже с учетом трения на торце гайки, вместо шайбы 8 устанавливается опорная втулка 10. При завинчивании гайки втулка остается неподвижной, усилие затяжки передается непосредственно на динамометрическую пружину, минуя подшипник.

Завинчивание гайки и измерение момента завинчивания осуществляется с помощью динамометрического ключа (рис. 5). Величина прогиба упругого стержня 2 динамометрического ключа пропорциональна величине момента завинчивания. По аналогии с определением осевой силы затяжки величина

момента завинчивания находится с помощью тарировочного графика по величине прогиба стержня ключа. Прогиб стержня фиксируется индикатором 4, закрепленным на недеформируемом стержне 5 динамометрического ключа. Тарировочный график динамометрического ключа также располагается над лабораторной установкой.

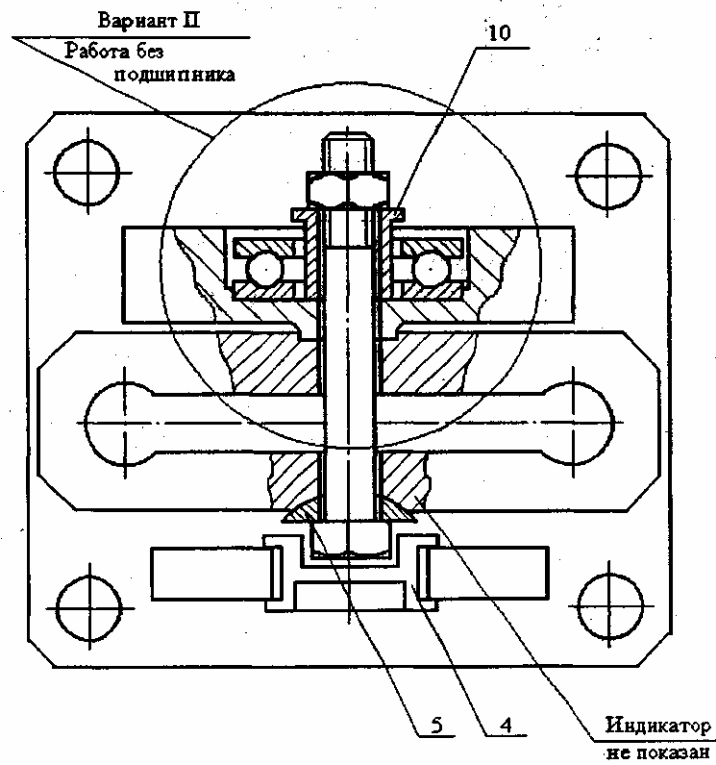
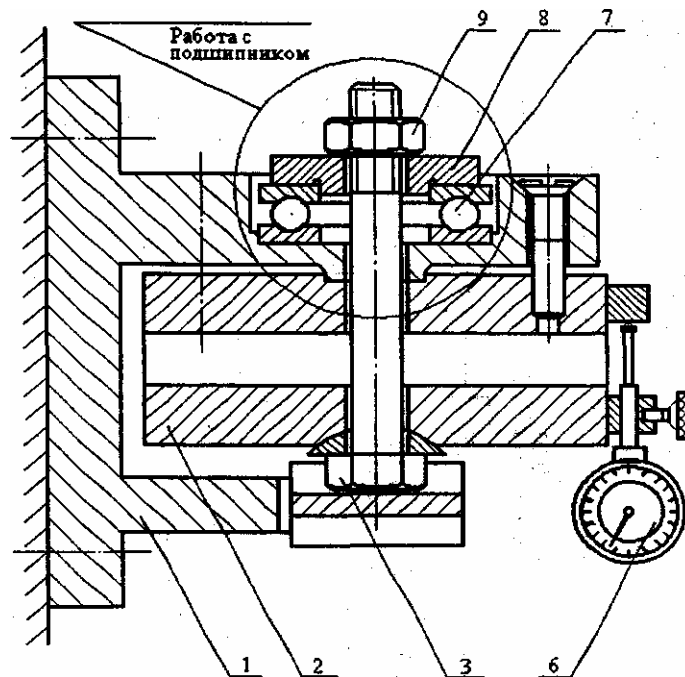


Рис. 3 Приспособление для нагружения и измерения сил затяжки болтов:
а) - при работе с подшипниками; б) - при работе без подшипника.

Вариант I



б)

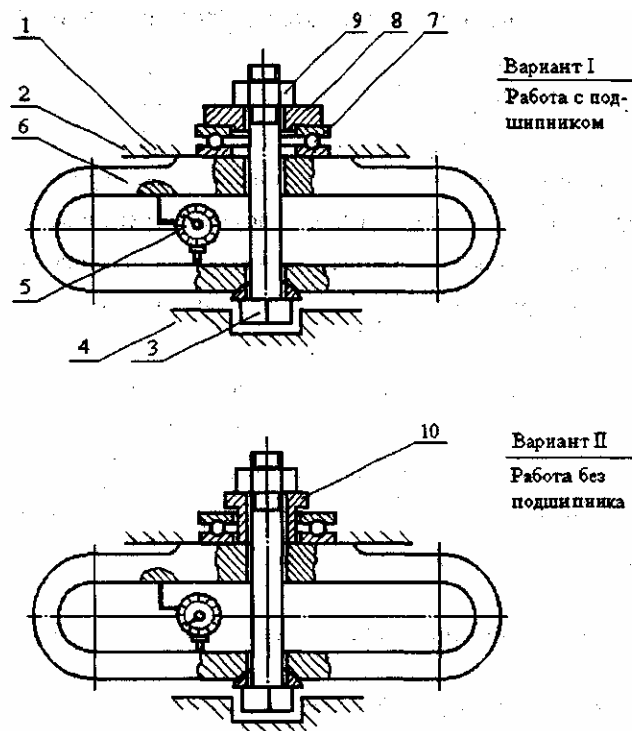


Рис. 4. Принципиальная схема экспериментальной установки

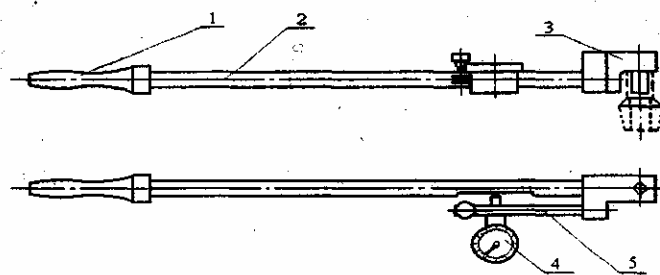


Рис. 5. Ключ динамометрический

4. ПРАВИЛА БЕЗОПАСНОГО ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 4.1. Не приступайте к работе, не изучив методики и правил техники безопасности.
- 4.2. Не производите затяжку болта силой, превышающей допустимое значение. Перед выполнением затяжки согласуйте с преподавателем величину предельной силы затяжки и соответствующую ей предельную величину прогиба динамометрической пружины, сообразуясь с ценой деления индикатора.
- 4.3. Не выполняйте работу, не убедившись в соответствии размеров головки болта и паза упора, предотвращающего проворачивание болта.
- 4.4. При затяжке болта динамометрический ключ следует вращать плавно, без толчков. Не оставляйте динамометрический ключ на весу, т.е. опирающимся на гайку затягиваемого болта.

5. ВНЕАУДИТОРНАЯ ПОДГОТОВКА К ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТЫ

В процессе подготовки студент должен изучить соответствующие разделы теоретического курса по пособиям или учебникам, рекомендованным в списке литературы, а также по конспектам лекций. Перед лабораторным занятием проводится собеседование с целью проверки подготовленности студента и выяснения возможности допуска его к проведению работы.

Пользуясь настоящими методическими указаниями, студент должен:

1. Ознакомиться с содержанием методических указаний, уяснить смысл и последовательность выполнения работы.
2. Уяснить цель работы, принцип действия лабораторной установки и динамометрического ключа.
3. Подготовить бланк отчета по форме, предоставленной в прил.1, который должен содержать:
 - цель и задачи работы;
 - основные расчетные зависимости;
 - принципиальную схему экспериментальной установки (рис. 4.);
 - таблицу для записи основных геометрических параметров исследуемого болта (табл.1.1);
 - таблицы результатов испытаний и расчетов (табл. 1.2);
 - две координатные сетки (бумага с миллиметровой сеткой) для построения графических зависимостей.

6. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Ознакомиться с конструкцией и работой лабораторной установки и динамометрического ключа.
2. Получить у лаборанта болт с метрической резьбой .
3. Измерить и записать в таблицу параметров наружный диаметр резьбы d , шаг резьбы p , размер под ключ гайки $S_{к\lambda}$, диаметр отверстия под болт опорной втулки $d_{отв}$. Измерения проводятся штангенциркулем.
4. Внести в таблицу остальные геометрические параметры - средний диаметр резьбы d_2 , угол подъема резьбы φ и допускаемое значение осевой силы затяжки $F_{зат}$, пользуясь табл. 2.1 прил.2.
5. Вычислить для проведения испытаний четыре значения силы затяжки: $0,25 F_{зат}$; $0,5 F_{зат}$; $0,75 F_{зат}$; $1,0 F_{зат}$ и записать их в таблицы результатов испытаний и расчетов.
6. По тарировочному графику динамометрической пружины вычисленные значения силы затяжки (H) перевести в соответствующие величины деформации пружины $\delta_{пр}$ (мм) и записать их в таблицу.
7. Установить болт со сферической шайбой 5 в отверстие динамометрической пружины, поставить упор 4, а сверху на подшипник 7 установить шайбу 8 (т.е. выполняется подготовка к определению момента сопротивления в резьбе T_R).
8. Проверить нулевое положение стрелки индикатора 6 динамометрической пружины и навинтить от руки на испытуемый болт гайку 9 до устранения осевого люфта.
9. Последовательно затягивать гайку динамометрическим ключом до принятых 4-х значений осевой силы затяжки (в соответствии с п. 5), записывая каждый раз показания индикатора ключа, т.е. величины прогиба стержня ключа $\delta_{к\lambda}$ (мм) в таблицу. Перед затяжкой следует проверить нулевое положение стрелки индикатора ключа.
10. Отвернуть гайку болта до исходного положения, убедившись, что стрелка индикатора пружины вернулась в нулевое положение. Повторить весь эксперимент еще 2 раза, затягивая гайку до ранее принятых значений $F_{зат}$ и каждый раз записывая показания индикатора на ключе $\delta_{к\lambda}$ (мм).
11. Для каждой осевой силы затяжки вычислить среднее арифметическое значение показаний индикатора на ключе $\delta_{к\lambda}$ (мм) и записать в соответствующую строку таблицы результатов испытаний..
12. Пользуясь тарировочным графиком, найти значения моментов на ключе соответствующих моменту сил сопротивления в резьбе T_R ($H \cdot мм$) по средним значениям прогиба ключа $\delta_{к\lambda}$ для 4-х значений силы затяжки.
13. Для определения полного момента завинчивания $T_{зав}$, следует отвинтить гайку и взамен шайбы 8 установить опорную втулку 10. Провести весь цикл испытаний, следуя п. 8-12 и сохраняя прежние значения $F_{зат}$.
14. По формуле (8) вычислить приведенный коэффициент трения в резьбе f'_p для каждого значения $F_{зат}$, используя значение угла подъема резьбы Ψ для испытуемого болта.
15. Определить действительные коэффициенты трения в резьбе f_p при тех же значениях $F_{зат}$, используя зависимость {5}.

16. Определить момент сил трения на торце гайки ($T_m = T_{зав} - T_p$).
17. Вычислить коэффициент трения на опорном торце гайки f_m , используя зависимость (2). Результаты вычислений вносятся в соответствующие строки таблицы.
18. По данным экспериментов построить на одной координатной сетке зависимости $T = f(F_{зат})$, $T_p = f(F_{зат})$, и $T_{зав} = f(F_{зат})$,
19. На другой координатной сетке построить зависимости $f_p = f(F_{зат})$ и $f_m(F_{зат})$ /
20. По результатам экспериментов и анализа графиков сделать выводы:
 - какова закономерность изменения моментов в резьбе T_p и на торце гайки T_m при изменении осевой силы затяжки $F_{зат}$?
 - как величина силы затяжки $F_{зат}$ влияет на коэффициенты трения f_p и f_m ?

7. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Чем объясняется широкое применение резьбовых соединений в машиностроении?
2. Перечислите основные геометрические параметры резьбы и их обозначение.
3. На преодоление каких сопротивлений затрачивается момент, приложенный к ключу? Дать их количественную оценку в соответствии с результатами экспериментов.
4. Какие факторы влияют на коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки?
5. Почему в метрической резьбе при прочих равных условиях возникает наибольшая сила трения по сравнению с другими резьбами?
6. Какое влияние оказывает шаг резьбы на момент в резьбе?
7. Как определяются в работе момент сопротивления в резьбе и момент на торце гайки?
8. На чем основан принцип измерения силы затяжки и момента на ключе?
9. Дать понятие коэффициента и угла трения скольжения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Решетов Д. П. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989, с. 91-98, с. 105-107.
2. Иванов М. Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1998, с. 21-30.

ПРИЛОЖЕНИЕ I

ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТА

1. Отчет составляется каждым студентом на листах формата А4 (210x297 мм).
2. Титульный лист оформляется в соответствии с установленными требованиями (образец имеется в зале курсового проектирования).
3. Листы отчета заполняются с одной стороны. Чертежи, схемы и графики выполняются карандашом.
4. Графики строятся на бумаге с миллиметровой сеткой. Точки, относящиеся к различным кривым, обозначаются на графиках по-разному (крестиками, кружочками, треугольниками и т.п.).
5. Отчет, не отвечающий перечисленным требованиям, не принимается и подлежит исправлению.
6. Отчет должен содержать:
 - а) цель работы;
 - в) основные расчетные зависимости (формулы 1,6,7 и 9) с описанием входящих в них величин;
 - б) принципиальную схему лабораторной установки (рис. 4);
 - г) таблицу с основными параметрами исследуемого болта (табл. 1.1);
 - д) таблицу (см. табл. 1.2) с результатами испытаний и расчетов;
 - е) графики зависимостей $T_{зав} = f(F_{зат})$, $T_p = f(F_{зат})$ и $T_m = f(F_{зат})$ для болта;
 - ж) выводы по работе (см. Раздел 6, п. 20).

Таблица 1.1

Основные параметры исследуемых болтов

Параметр	Обозначение и размерность	Значение параметра болта
1. Тип резьбы		
2. Наружный диаметр резьбы болта	d , мм	
3. Шаг резьбы	p , мм	
4. Угол профиля резьбы	α , мм	
5. Средний диаметр резьбы	d_2 , мм	
6. Размер ключа под гайку	S_{KL} , мм	
7. Наружный диаметр опорной поверхности гайки	D_1 , мм ($D_1 \approx 0,95 S_{KL}$,)	
8. Диаметр отверстия втулки под болт	$d_{отв}$, мм	
9. Угол подъема резьбы	Ψ , град	
10. Допускаемая сила затяжки	$F_{зат}$, Н	

Таблица 1.2

Результаты испытаний и расчетов

Осевая сила затяжки $F_{зат}$	Н	0,25 $F_{зат}$	0,5 $F_{зат}$	0,75 $F_{зат}$	1,0 $F_{зат}$
	Деформации по индикатору $\delta_{ин}$, мм				
Момент сопротивления в резьбе T_p (работа с подшипником)	Текущее значение по индикатору $\delta_{ин}$, мм				
	Среднее значение $\delta_{ин\text{ ср.}}$, мм				
	Среднее значение T_p , Н·мм				
	Приведенный коэффициент трения в резьбе	По формуле (8)			
Действительный коэффициент трения в резьбе f_d	$f_p = f \cos \alpha/2$				
Полный момент завинчивания гайки $T_{зав}$ (работа без подшипн)	Текущее значение деформации по индикатору $\delta_{ин}$, мм				
	Среднее значение $\delta_{ин\text{ ср.}}$, мм				
	Среднее значение $T_{зав}$ Н·мм				
Момент сил трения на торце гайки T_m	$T_m = T_{зав} - T_p$ Н·мм				
Коэффициент трения на торце гайки	По формуле (2)				

Резьба метрическая
Основные размеры

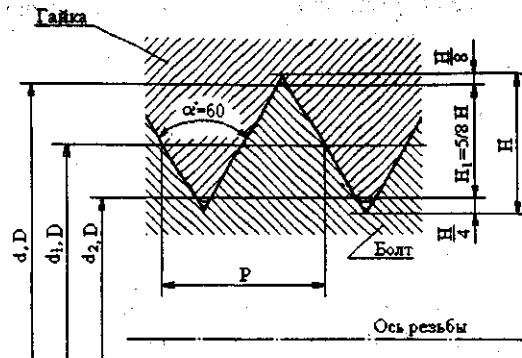


Таблица 2.1

Наружный диаметр резьбы, d , мм		10	12	14	16	18	20	
Резьба с крупным шагом	Шаг резьбы P , мм	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	
	Средний диаметр, d_2 , мм	9,026	10,863	12,701	14,701	16,376	18,376	
	Внутренний диаметр, d_1 , мм	8,376	10,106	11,835	13,835	15,294	17,294	
	Угол подъема резьбы, ψ , град.	3°02'	2°55'	2°52'	2°28'	2°47'	2°29'	
	Допускаемое усилие, $F_{зат}$, Н	3200	4800	6400	8800	10800	14000	
Резьба с мелким шагом	$P = 0,5$ мм	Средний диаметр, d_2 , мм	9,675	11,675	13,675	15,675	17,675	19,675
		Внутренний диаметр, d_1 , мм	9,459	11,459	13,459	15,459	17,459	19,459
		Угол подъема резьбы, ψ , град.	0°57'	0°47'	0°40'	0°35'	0°34'	0°32'
		Допускаемое усилие, $F_{зат}$, Н	4200	6200	8600	11400	14600	18000
	$P = 0,75$ мм	Средний диаметр, d_2 , мм	9,513	11,513	13,513	15,513	17,513	19,513
		Внутренний диаметр, d_1 , мм	9,188	11,188	13,188	15,188	17,188	19,188
		Угол подъема резьбы, ψ , град.	1°26'	1°11'	1°01'	0°53'	0°47'	0°43'
		Допускаемое усилие, $F_{зат}$, Н	4000	6000	8200	11000	14000	17600
	$P = 1,0$ мм	Средний диаметр, d_2 , мм	9,350	11,350	13,350	15,350	17,350	19,350
		Внутренний диаметр, d_1 , мм	8,918	10,918	12,918	14,918	16,918	18,918
		Угол подъема резьбы, ψ , град.	1°56'	1°36'	1°22'	1°11'	1°03'	0°57'
		Допускаемое усилие, $F_{зат}$, Н	3800	5600	8000	10600	13600	17000
$P = 1,5$ мм	Средний диаметр, d_2 , мм	9,026	11,026	13,026	15,026	17,026	19,026	
	Внутренний диаметр, d_1 , мм	8,376	10,376	12,376	14,376	16,376	18,376	
	Угол подъема резьбы, ψ , град.	3°02'	2°28'	2°05'	1°49'	1°36'	1°26'	
	Допускаемое усилие, $F_{зат}$, Н	3200	5000	7200	10000	12800	16000	