



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Основы конструирования машин»

Учебно-методическое пособие
к лабораторной работе №1.2

**«Расчёт несущей способности
болтов установленных в
отверстии без зазора»**

Авторы
Кушнарев В.И.,
Савостина Т.П.

Ростов-на-Дону, 2015

Аннотация

Методические указания могут быть использованы в курсовом проектировании и при проведении практических занятий по курсу «Детали машин», «Основы проектирования», «Конструкторская подготовка производства», а также для оформления пояснительных записок и расчетов с применением ЭВМ.

Авторы

к.т.н., доцент кафедры «Основы конструирования машин»

Кушнарев В.И.

ассистент кафедры «Основы конструирования машин»

Савостина Т.П.



Оглавление

1. Технология изготовления и сборки.....	4
2. Теоретическая часть.	4
3. Порядок расчета и конструирования соединения	6
3.1 Расчет болта на срез	6
3.2 Оптимизационный расчет	7
3.3 Проверочный расчет болта по напряжениям смятия	8
Исходные данные	9
Порядок выполнения работы.....	11
Контрольные вопросы	12
Литература.....	12
Бланк отчета	13

Тема: «Расчёт несущей способности болтов, установленных в отверстиях без зазора, при действии на детали сдвигающей силы в плоскости стыка».

1. Технология изготовления и сборки.

Детали закрепляют неподвижно относительно друг друга.

Сверлят отверстие заданного диаметра.

Для получения точной формы и диаметра отверстие обрабатывают разверткой.

Обрабатывают болт по диаметру – d_1 в соответствии с заданной посадкой или подбирают стандартный по ГОСТ 7817–80 и устанавливают в отверстие, затягивая гайку.

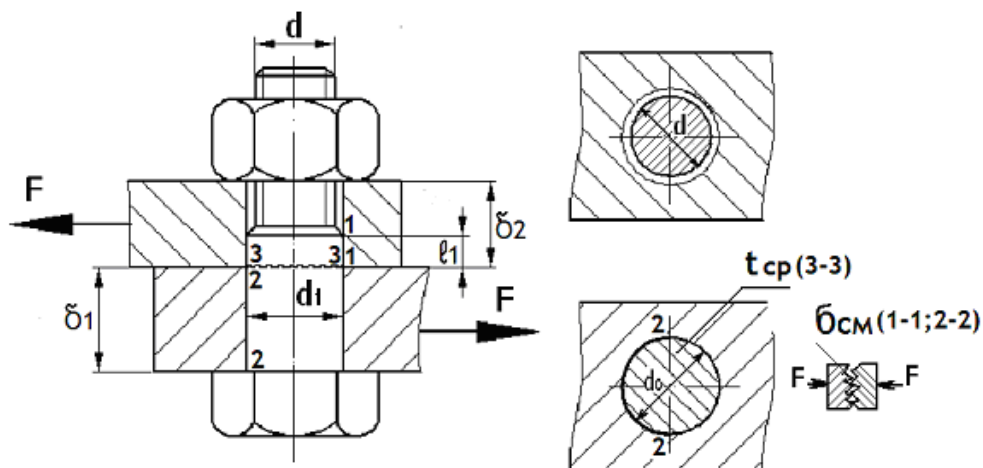


Рис.1 Соединение плоских деталей нагруженных сдвигающей силой.

2. Теоретическая часть.

В рассматриваемом соединении плоских деталей, болт цилиндрической поверхностью d_1 установлен в отверстии с небольшим натягом (без зазора). На детали действует сдвигающая сила F , которая для болта является поперечной силой.

Сила затяжки болта, вызывающая трение между сдвигаемыми деталями, в расчетах не учитывается. Она необходима для гарантии надежности соедине-

ния.

Область применения таких соединений ограничена в основном соединениями тонколистовых конструкций. Сложность изготовления соединения без зазоров в условиях производства вынуждает устанавливать болты с небольшим натягом (до $0,015d$), что существенно удорожает изготовление и сборку соединений.

Неподвижность деталей соединения обеспечивается телом болта, которое своими боковыми поверхностями 1-1 и 2-2 воспринимает нагрузку со стороны деталей под действием сдвигающей силы – F . Болт служит промежуточным элементом, препятствующим их взаимному смещению.

При этом поверхности контакта 1-1 и 2-2 деталей соединения испытывают деформации смятия. Расчетное напряжение смятия – $\sigma_{см}$ принимают по слабому звену, которое определяется меньшей их двух площадей контакта деталей с болтом.

При достаточно сильном нагружении сдвигаемых деталей может произойти срез болта, поэтому его необходимо рассчитать и по напряжениям среза – $\tau_{ср}$.

Идеальная конструкция соединения может быть выполнена при условии его равнопрочности по двум видам деформаций $\sigma_{см}$ и $\tau_{ср}$. Однако конструктивные размеры соединения не всегда приспособлены для выполнения этого условия.

Для осуществления затяжки болта, длина гладкой поверхности болта без резьбы – l_2 (Рис.2) должна быть меньше суммарной толщины соединяемых деталей на 2 -3 мм.. Во избежание повреждения резьбы при сборке конструкции ее наружный диаметр d выполняют меньшим по отношению к телу болта.

Для соединения деталей применяют болты по ГОСТ 7817–80. Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А для отверстий из под развертки. С номинальным диаметром резьбы от 6 до 48 мм.

Номинальный диаметр гладкой части стержня $d_0 = d + 1$ мм при $d \leq 24$ мм и $d_0 = d + 2$ при $d > 24$ мм.

3. Порядок расчета и конструирования соединения

Анализ расчетных формул по критериям работоспособности

$$\tau_{cp} = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\tau_{cp}] \quad (1) \quad \text{и} \quad \sigma_{см1} = \frac{F}{d_1 \cdot l_1} \leq [\sigma_{см}] \quad (2)$$

соединения показывает, что по количеству известных исходных данных расчет соединения необходимо начинать с расчета болта на срез.

3.1 Расчет болта на срез

В сечении 3 – 3 части тела болта, соприкасающиеся с деталями при его разрушении, под действием нагрузки сдвигаются совместно с деталями по плоскости разъема соединения.

По данному виду деформации болт является слабым звеном и рассчитывается на срез.

Задав материал болта из таблицы 1, рассчитываем допускаемые напряжения на срез, принимая:

$$[\tau_{cp}] = 0,4\sigma_T \text{ – при действии статических нагрузок;}$$

$$[\tau_{cp}] = (0,2 - 0,3)\sigma_T \text{ – при действии переменных нагрузок.}$$

Определяем диаметр болта d_0 и принимаем ближайший больший d_1 по ГОСТ 7817–80 из таблицы 2.

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot [\tau_{cp}]}} .$$

Принимаем наружный диаметр резьбы d (Таб.2), который меньше диаметра стержня болта, поэтому в расчетах не учитывается.

Проверяем действительные напряжения среза в болте по условию прочности:

$$\tau_{cp} = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\tau_{cp}]$$

Размеры болта подбираем по стандарту, приведенному в таблице 3 по предлагаемой схеме:

примем длину болта $l = \delta_1 + \delta_2 + K$, округляя до стандартного размера; K – высота гайки (высота головки болта);

примем длину резьбы $l_p = K + (2...5)$ мм, округляя до стандартного размера;

Рассчитываем длину гладкой части болта $l_2 = l - l_p$.

В результате конструирования должно получиться, что

$$\delta_1 + \delta_2 - l_2 = (2 - 3) \text{ мм.}$$

В дальнейших расчетах возможно использование двух вариантов расчета: оптимизационного и проверочного.

3.2 Оптимизационный расчет

Основан на проверке степени соответствия толщины соединяемых деталей условию равнопрочности, которое позволяет рассчитать минимальную толщину контактирующих поверхностей деталей соединения и корректировать их толщины δ_1 и δ_2 .

Для этого d_0 , найденный из формулы 1, подставляем в формулу 2, возведя все выражение в квадрат, и после преобразований, представленных ниже получим минимальную длину контакта детали с болтом – l_{\min} :

$$d_1^2 = \frac{4F}{\pi \cdot [\tau_{cp}]}, \quad l_{\min} = \frac{F}{d_1 \cdot [\sigma_{cm}]}, \quad l_{\min}^2 = \frac{F^2 \pi \cdot [\tau_{cp}]}{4F \cdot [\sigma_{cm}]^2}, \quad l_{\min} = 0,88 \sqrt{\frac{F \cdot [\tau_{cp}]}{[\sigma_{cm}]^2}} \quad (3);$$

Расчетная длина рабочей части болта должна соответствовать условию:

$$l_{\min} \leq \delta_1 \text{ и } l_2 - \delta_1.$$

При этом, возможна корректировка толщины деталей δ_1 и δ_2 в направлении улучшения конструкции. Расчет длины болта проводится аналогично пункту 3.1

3.3 Проверочный расчет болта по напряжениям смятия

Благодаря точной подгонке по отверстию, нагрузка от сдвигающей силы воспринимается боковыми поверхностями болта, и соприкасающимися с ними соединяемыми деталями. Поверхности деталей и болта рассчитывают по напряжениям смятия, зависящим от прочности материала слабого звена и площади соприкосновения деталей, расположенных по обе стороны от плоскости среза болта.

$$\sigma_{см1} = \frac{F}{d_1 \cdot l_1} \leq [\sigma_{см}]; \quad \sigma_{см2} = \frac{F}{d_1 \cdot \delta_1} \leq [\sigma_{см}],$$

где l_1 и δ_1 – длины болта в пределах контакта с соединяемыми деталями, рис.1; d_1 – диаметр стержня болта.

Расчет проводится по минимальной площади контакта и менее прочному материалу взаимодействующих деталей.

При этом допускаемые напряжения на смятие определяют по формулам:

$$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T - \text{для стали,} \quad [\sigma_{см}] = (0,4 - 0,5)\sigma_B - \text{для чугуна,}$$

Результаты расчетов заносятся в таблицы отчета и составляются рекомендации по конструированию соединения.

Исходные данные

Таблица 1.

№ Варианта	Сдвигающая сила F, Н	Соединяемые детали				Вид нагрузки
		Толщина, мм		Материалы деталей		
		δ_1	δ_2	δ_1	δ_2	
1	1500	20	20	СЧ15	10	Статическая
2	1700	30	15	СЧ35	30	Статическая
3	900	35	10	Ст.3	35	Статическая
4	1000	25	12	20	Ст.3	Динамическая
5	1200	15	20	30	СЧ15	Статическая
6	1400	20	22	Ст.3	СЧ35	Статическая
7	1600	25	15	20	Ст.3	Статическая
8	1800	20	10	35	10	Динамическая
9	2000	35	15	Ст.3	45	Статическая
10	2200	25	25	СЧ15	Ст.3	Статическая
11	2400	20	20	СЧ35	20	Статическая
12	2600	30	15	20	35	Статическая
13	2800	25	10	35	Ст.3	Динамическая
14	3000	20	12	Ст.3	СЧ15	Статическая
15	3200	15	20	Ст.3	СЧ35	Статическая
16	3500	20	15	45	20	Статическая
17	900	25	10	20	35	Динамическая
18	3800	10	12	35	35	Статическая
19	3300	15	20	СЧ15	Ст.3	Статическая
20	2900	25	22	СЧ35	Ст.3	Статическая
21	2700	20	15	20	20	Динамическая
22	2300	30	10	45	45	Статическая
23	2900	25	15	10	СЧ15	Статическая
24	1500	15	25	30	СЧ35	Статическая
25	1300	15	20	35	Ст.3	Статическая
26	3300	20	15	Ст.3	10	Динамическая
27	2700	25	10	СЧ15	30	Статическая
28	3700	22	12	СЧ35	35	Статическая
29	1500	30	20	45	Ст.3	Статическая
30	1100	25	22	45	Ст.3	Динамическая

Таблица 3

Диаметр стержня d_1 , мм		7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	28	32
длина болта l , мм	от	18	28	30	32	40	45	55	55	55	60	70	75
	до	35	35	35	105	105	105	105	105	105	105	105	210
Длина болта l , мм	от	38	38	110	110	110	110	110	110	110	110	110	220
	до	75	80	120	180	200	200	200	200	200	200	200	240
Длина резьбы l_p , мм		12	15	18	22	25	28	30	32	35	38	42	50
Номинальный диаметр резьбы d , мм		6	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24	(27)	30
Шаг, мм	крупный	1		1,25	1,5	1,75	2	2,5		3	3,5	4	
	мелкий	–			1		1,25		1,5		2		
Высота головки болта K , мм		4	5,5	7	8	9	10	12	13	14	15	17	19
Размер под ключ S , мм		10	12	14	17	19	22	24	27	30	32	36	41

Примечание: Размеры болтов, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

Стандартный ряд длин болтов.

Таблица 3

4,5,6,(7),8,10,12,14,16,(18),20,(22),25,(28).30,(32),35,(38),40,(42),45,(48),50,55,60,65,70,75,80,(85),90,(95).100,(115),10,(105),110,(115),120,130,140,150,160,170,180,190,200

Порядок выполнения работы

1. Рассчитать болт по напряжению среза.
2. Выбрать диаметр стержня d_1 по ГОСТ 7817-80
3. Выполнить проверочный расчет болта по $[t_{cp}]$.
4. Рассчитать l_{min} и проверить выполнение условия $l_{min} \leq l_1$ и $l_2 - \delta_1$.
5. Выполнить проверочный расчет соединения по $[\sigma_{см}]$.

Контрольные вопросы

1. Каково назначение болта в соединении?
2. Какой из диаметров болта относится к его рабочей части?
3. Возможно ли такой вид закрепления деталей использовать для соединения вала со ступицей?
4. Какое значение в данном соединении имеет трение между деталями?
5. Каково назначение резьбы в данном соединении?
6. Какие виды деформаций испытывают детали, контактируя с болтом?
7. Какие виды деформаций испытывает болт, контактируя с деталями?
8. Как определить наиболее нагруженную плоскую деталь соединения?
9. Как распределяются напряжения смятия по длине болта?
10. Как получить равнопрочное соединение?

Литература

1. Ерохин М.Н. Детали машин и основы конструирования: учебник / М.Н. Ерохин.– Колос, 2011.
2. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: учеб. Пособие /Л.В.Курмаз, А.Т. Скойбеда.–М,: ВШ,2004.
3. Детали машин: Атлас конструкций / под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1989.
4. Романов М.Я. и др. Сборник задач по деталям машин: Учеб. Пособие для учащихся техникумов/ М.Я. Романов, В.А. Константинов, Н.А. Покровский,– Машиностроение, 1984.–240 с., ил.

Бланк отчета



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)**

Кафедра " Основы конструирования машин "

Лабораторная работа № 1.2

Тема: «Расчёт болтов, нагруженных поперечной силой».

Выполнил: Студент гр. _____

Принял _____

Г.Ростов-на-Дону

20__

Цель работы: _____

1. Исходные данные (см.мет. пособие Таб.1):

№ Вар-та	Поперечная сила F, Н	Толщина деталей, мм		Материалы деталей (сталь,чугун)		Болт	
		δ_1	δ_2	Деталь1 σ_T, σ_B	Деталь2 σ_T, σ_B	Материал Сталь	σ_T , МПа

1.1 Рисунок соединения

1. Расчет допускаемых напряжений деталей соединения

1.1 Расчет допускаемых напряжений в опасном сечении болта.

$$[\tau_{cp}] = 0,4 \cdot [\sigma_T] = \text{МПа.}$$

$$[\tau_{cp}] = (0,2-0,3) \cdot [\sigma_T] = \quad \text{МПа.}$$

Расчет допускаемого напряжения смятия для материала слабого звена

$$[\sigma_{cm}] = 0,8 \cdot [\sigma_T] = \quad \text{МПа.}$$

$$[\sigma_{cm}] = 0,8 \cdot [\sigma_\sigma] = \quad \text{МПа.}$$

2 Расчет диаметра болта на срез

$$d_o = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot [\tau_{cp}]}} = \quad \text{МПа}$$

2.1 По ГОСТ 7817–80 принимаем

$$d_1 \geq d_o; \quad d_1 = \quad \text{мм}$$

2.2 Проверка исходных данных по условию равнопрочности:

$$l_{\min} = 0,88 \sqrt{\frac{F \cdot [\tau_{cp}]}{[\sigma_{cm}]^2}} = \quad \text{мм.}$$

Проверить выполнение условия:

$$\delta_1 \geq l_{\min} \leq \delta_2 - (2-3) \text{ мм}$$

Вывод о возможности выполнения конструкции по заданным δ_1 и δ_2 .

3. Расчет болтового соединения на смятие

3.1. Определяем слабое звено соединения по минимальной площади контакта детали с болтом

$$A_1 = d_1 \cdot \delta_1 = \quad = \quad \text{мм}^2$$

$$A_2 = d_1 \cdot l_1 = \quad = \quad \text{мм}^2$$

Вывод: Слабым элементом по площади смятия и материалам контактирующих поверхностей _____

Является..... $A_{\min} = \dots\dots\dots$

3.3 Рассчитываем напряжению смятия по слабому звену соединения

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{A_{\min}} = \dots\dots\dots = \leq [\sigma_{cm}] \quad \text{МПа.}$$

4. Вывод: _____

5. Определяем расчетную длину болта

$$l_{\min} = \delta_1 + \delta_2 + K = \quad = \quad \text{мм}$$

$$l_2 = \delta_1 + \delta_2 - (2...3 \text{ мм}) = \quad = \quad \text{мм}$$

Полученные величины округляем до стандартных

$l =$ мм. $L_2 =$ мм.

Геометрические параметры болта согласно ГОСТ7817–80 .

Длина болта – l , мм	Диаметр стержня d_1 , мм	Длина стержня l_2 , мм	Номинальный диаметр резьбы d , мм	Шаг резьбы, мм	Высота головки болта K , мм

6. Вывод. Оцениваем результаты расчетов, исходя из условий прочности деталей соединения.
