

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**УО «ЖИРОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АГРАРНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ»**

Утверждаю  
Зам. директора по учебной части  
\_\_\_\_\_ А.А.Шухно

Одобрено на заседании  
цикловой комиссии «Общетехнических  
дисциплин» Протокол № \_\_\_\_ от  
\_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г  
Председатель \_\_\_\_\_

**ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА**

**Методические указания по выполнению контрольных заданий**

**для учащихся-заочников**

**Специальность: 2-740601**

**«Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства»  
(Контрольная работа № 2)**

Разработала:

Т.А. Жавнерик

**Жировичи 2023**

## ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Вариант контрольных работ определяется по двум последним цифрам шифра (номер личного дела) учащегося. Например, учащийся, имеющий шифр 25, выполняет вариант 25, имеющий шифр 103 – вариант 03, шифр 100 – вариант 00 и т.д. Если номер личного дела однозначный (1, 2, 3, ..., 9), то для получения варианта перед номером следует поставить цифру 0. Например, при шифре 4 учащийся выполняет вариант 04. Задачи, которые должен решить учащийся в соответствии со своим вариантом, приведены в таблице 1.

Все контрольные работы, сдаваемые или высылаемые учащимися на проверку, должны быть выполнены и оформлены в соответствии со следующими требованиями.

Каждая контрольная работа выполняется в отдельной школьной тетради (обычно в клетку).

На обложке тетради пишется: наименование учебного заведения, наименование учебного предмета, номер контрольной работы, фамилия, имя и отчество учащегося, его шифр.

Работы необходимо выполнять аккуратным почерком, обязательно чернилами или шариковой ручкой синего или чёрного цвета, с интервалами между строчками (обычно через одну клетку). Для замечаний преподавателя нужно оставлять поля, а в конце тетради – две-три страницы для рецензии.

Тексты условий задач переписывать обязательно, рисунки к задачам должны быть выполнены четко в соответствии с требованиями черчения и только карандашом.

Решение задачи делится на пункты. Каждый пункт должен иметь подзаголовок с указанием, что и как определяется, по каким формулам или на основе каких теорем, законов, правил, методов.

Преобразования формул, уравнений в ходе решения производить в общем виде, а уже затем подставлять исходные данные. Порядок подстановки числовых значений должен соответствовать порядку расположения в формуле буквенных обозначений этих величин. После подстановки исходных значений вычислить окончательный или промежуточный результат.

Вычисления производить с помощью электронного микрокалькулятора с точностью до трех значащих цифр.

При решении задач применять только Международную систему единиц (СИ), а также кратные и дольные от них. Для обозначения основных общетехнических величин использовать только стандартные символы (обозначения).

Тщательно проверить правильность всех вычислений, обратив особое внимание на соблюдение правильности размерностей, подставляемых в формулу значений, оценить правдоподобность полученного ответа.

Выполненную контрольную работу нужно своевременно выслать (сдать) в учебное заведение.

После получения зачтенной работы учащийся должен внимательно изучить все замечания и ошибки, отмеченные преподавателем на полях тетради и в рецензии, проанализировать их и доработать материал. Если работа не зачтена, то согласно указаниям преподавателя она выполняется заново полностью или частично.

**Таблица 1 – Номера задач к контрольной работе по вариантам**

№ варианта	Номера задач					№ варианта	Номера задач				
00	51	61	71	81	91	50	59	62	79	85	96
01	52	62	72	82	92	51	60	61	78	82	95
02	53	63	73	83	93	52	57	64	71	84	98
03	54	64	74	84	94	53	58	63	80	83	97
04	56	66	76	86	96	54	55	66	73	86	100
05	55	65	75	85	95	55	56	65	72	87	99
06	58	68	78	88	98	56	53	68	75	88	92
07	57	67	77	87	97	57	54	67	74	89	91
08	60	70	80	90	100	58	51	70	77	90	94
09	59	69	79	89	99	59	52	69	76	81	93
10	52	61	80	89	97	60	54	66	79	85	92
11	51	70	79	88	96	61	52	65	80	86	91
12	53	62	71	90	98	62	53	68	77	83	94
13	54	63	72	81	99	63	51	67	78	84	93
14	56	65	74	83	91	64	58	70	75	81	96
15	55	64	73	82	100	65	56	69	76	82	95
16	58	67	76	85	93	66	57	62	73	88	98
17	57	66	75	84	92	67	55	61	74	87	97
18	60	69	78	87	95	68	59	64	71	90	100
19	59	68	77	86	94	69	60	63	72	89	99
20	52	70	78	86	95	70	53	61	72	85	100
21	51	69	77	85	94	71	51	70	71	90	99
22	54	62	80	88	97	72	57	63	74	84	97
23	53	61	79	87	96	73	55	62	73	81	98
24	56	64	72	90	99	74	52	65	76	83	91
25	55	63	71	89	98	75	59	64	75	88	96
26	58	66	74	82	91	76	56	67	79	89	93
27	57	65	73	81	100	77	54	66	77	82	92
28	60	68	76	84	93	78	60	69	80	86	95
29	59	67	75	83	92	79	58	68	78	87	94
30	52	69	71	88	98	80	53	65	77	89	93
31	51	68	80	89	96	81	51	63	75	87	91
32	54	61	73	82	100	82	57	69	71	83	97
33	53	70	72	81	99	83	55	67	79	85	95
34	56	63	75	84	92	84	52	64	76	88	92
35	55	62	74	83	91	85	59	61	73	81	99
36	58	65	77	86	94	86	56	68	80	84	96
37	57	64	76	85	93	87	54	66	78	90	94
38	59	66	78	87	95	88	60	62	74	82	100
39	52	67	79	90	97	89	58	70	72	86	98
40	60	61	79	84	96	90	52	63	74	85	97
41	54	68	71	81	99	91	51	62	73	84	96
42	53	67	80	82	98	92	54	65	76	87	99
43	56	70	73	86	91	93	53	64	75	86	98
44	55	69	72	85	100	94	56	67	78	89	91
45	58	66	75	88	93	95	55	66	77	88	100
46	57	62	74	87	92	96	58	69	80	81	93
47	60	64	77	90	95	97	57	68	79	90	92
48	59	63	76	89	94	98	60	61	72	83	95
49	51	65	78	83	97	99	59	70	71	82	94

## ЛИТЕРАТУРА

### Основная

1. Аркуша А.И., Фролов М.И. Техническая механика. – М.: Высш. шк., 1983. – 447с.
2. Березовский Ю.Н., Чернилевский Д.В., Петров М.С. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1983. – 319с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин: Курс, проектирование. – М: Высш. шк., 1984. – 302с.
4. Ицкович Г.М. Сопротивление материалов. – М.: Высш. шк., 1983. – 290с.
5. Ицкович Г.М., Винокуров А.И., Бариновский Н.В. Сборник задач по сопротивлению материалов. – Л., 1972. – 440с.
6. Ковалев Н.А. Прикладная механика. – М.: Высш. шк., 1982. – 240с.
7. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1987. – 311с.
8. Никитин Е.М. Теоретическая механика для техникумов. – М.: Наука, 1988. – 336с.
9. Романов Н.Я., Константинов В.А., Покровский Н.А. Сборник задач по деталям машин. – М.: Машиностроение, 1984. – 229с.
10. Файн А.М. Сборник задач по теоретической механике. – М.: Высш. шк., 1987. – 447с.
11. Чернилевский Д.В. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высш. шк., 1981. – 160с.

### Дополнительная

1. Аркуша А.И. Руководство к решению задач по теоретической механике. – М.: Высш. шк., 1977. – 400с.
2. Дубейковский Е.Н., Саввушкин Е.С. Сопротивление материалов. – М.: Высш. шк., 1985. – 240с.
3. Дубейковский Е.Н., Саввушкин Е.С., Цейтлин Л.А. Техническая механика. – М.: Высш. шк., 1980, – 240с.
4. Иосилевич Г.Б. и др. Прикладная механика. – М.: Высш. шк., 1983. – 300с.
5. Мархель И.И. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1986. – 249с.
6. Рубашкин А.Г., Чернилевский Д.В. Лабораторно-практические работы по практической механике. – М.: Высш. шк., 1975. – 256с.
7. Устюгов И.И. Детали машин. – М.; Высш. шк., 1981. – 399 с.

## ЗАДАЧИ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ №2

**Задачи 51-60.** Двухступенчатый стальной брус, длины ступеней которого указаны на рисунке 1 (схемы 1 – 10), нагружен силами  $F_1, F_2, F_3$ . Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса. Определить перемещение  $\Delta l$  свободного конца бруса, приняв  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа. Числовые значения  $F_1, F_2, F_3$ , а также площади поперечных сечений ступеней  $A_1$  и  $A_2$ , для своего варианта взять из таблицы 2.

**Задачи 61-70.** Для стального вала постоянного поперечного сечения (рисунок 2, схемы 1 – 10):

- 1) определить значения моментов  $M_1, M_2, M_3, M_4$ ;
- 2) построить эпюру крутящихся моментов;
- 3) определить диаметр вала из расчетов на прочность и жесткость, приняв в задачах 61, 63, 65, 67 и 69 поперечное сечение вала – круг, а в задачах 62, 64, 66, 68 и 70 – кольцо с соотношением внутреннего и внешнего диаметра  $\frac{d_0}{d} = c = 0,7$ .

Считать  $[\tau_k] = 30$  МПа;  $[\varphi_0] = 0,02$  рад/м;  $G = 8 \cdot 10^4$  ГМПа. Данные своего варианта взять из таблицы 3. Окончательно принимаемое значение диаметра вала должно быть округлено до ближайшего большего чётного или оканчивающегося на пять числа.

**Задачи 71-80.** Для стальной балки, жестко защемленной одним концом и нагруженной, как показано на рисунке 3 (схемы 1 – 10), построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов и подобрать из условия прочности необходимый размер двутавра, приняв  $[\sigma] = 160$  МПа. Данные своего варианта взять из таблицы 4.

**Задачи 81-90.** Для заданной двухопорной балки (рисунок 4, схемы 1 – 10):

- 1) определить реакции опор, построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов;
- 2) подобрать из условия прочности размеры поперечного сечения прямоугольника (задачи 81, 83, 85, 87, 89) или круга (задачи 82, 84, 86, 88, 90), приняв для прямоугольника  $h = 2 \cdot b$ .

Считать  $[\sigma] = 150$  МПа. Данные своего варианта взять из таблицы 5.

**Таблица 2 – Данные к задачам 51 – 60**

№ задачи № схемы на рисунке 1	Вариант	$F_1$	$F_2$	$F_3$	$A_1$	$A_2$	№ задачи № схемы на рисунке 1	Вариант	$F_1$	$F_2$	$F_3$	$A_1$	$A_2$
51; 1	00	20	28	14	1,8	1,2	52; 2	01	30	10	5	1,8	2,6
	11	20	17	10	1,9	1,3		10	19	14	4	2,1	2,4
	21	20	18	12	2,5	2,2		20	18	10	15	1,2	1,8
	31	20	22	24	2,1	1,9		30	19	15	7	1,0	1,6
	49	30	23	14	2,6	2,4		39	20	15	6	1,7	1,9
	58	20	29	33	3,5	1,9		59	25	11	10	1,8	2,0
	63	15	6	1	0,9	0,6		61	12	5	15	0,9	1,4
	71	28	1,5	51	1,8	1,3		74	25	19	8	2,0	2,2
	81	17	26	30	3	1,5		84	24	40	17	1,8	2,1
	91	16	12	5	1,6	0,9		90	94	31	15	2,4	2,7
53; 3	02	26	9	10	1,6	1,9	54; 4	03	16	25	28	1,8	1,2
	12	17	19	20	1,4	1,6		13	31	46	20	2,5	1,9
	23	14	10	6	1,1	1,3		22	26	20	10	2,6	2,2
	33	18	1,3	37	1,3	1,5		32	28	53	22	3,2	2,6
	42	27	43	21	2,0	2,6		41	8	10	12	0,6	0,4
	56	24	11	6	1,3	2,3		57	17	6	13	1,7	1,1
	62	10	15	18	0,9	1,5		60	18	12	5	1,7	1,1
	70	45	59	19	2,8	3,5		77	12	16	19	1,7	1,0
	80	36	20	12	2,5	3,4		87	21	15	4	2,1	1,9
	93	8	16	15	0,5	0,7		92	32	45	18	1,8	1,2
55; 5	05	14	16	10	2,1	1,9	56; 6	04	28	22	12	2,6	2,8
	15	16	15	10	1,8	1,1		14	19	1,1	34	0,9	1,3
	25	25	41	18	2,1	1,6		24	9	11	12	0,8	1,0
	35	11	6	12	1,2	0,8		34	14	16	11	0,9	1,8
	44	19	7	13	1,5	1,2		43	30	3	58	1,6	2,8
	54	42	57	25	3,5	3,0		55	21	1	37	1,1	1,4
	67	10	12	15	1,0	0,8		65	29	21	10	1,8	2,3
	73	18	14	6	1,5	1,2		76	14	4	12	0,9	1,5
	83	23	19	10	1,8	1,3		86	29	12	10	1,9	2,2
	95	32	16	9	2,5	1,8		94	35	5	57	1,7	2,3
57; 7	07	17	13	6	1,5	1,1	58; 8	06	10	12	13	0,7	0,9
	17	15	5	13	1,2	1,0		16	8	13	14,5	0,6	1,2
	27	24	10	8	2,0	1,7		26	30	4	56	1,5	2,0
	37	9	14	16	1,4	0,8		36	16	7	6	0,9	1,1
	46	18	27	31	3,1	1,6		45	27	14	8	1,7	2,8
	52	21	18	9	1,8	1,3		53	19	21	24	1,6	1,8
	66	15	11	7	1,4	0,8		64	15	18	12	1,8	2,0
	72	15	18	20	1,2	1,0		79	10	14	11	0,7	0,9
	82	23	21	15	2,1	1,8		89	20	0,5	42	1,3	1,5
	95	32	16	9	2,5	1,8		96	10	3,5	16	0,6	1,2
59; 9	09	40	55	24	2,8	3,4	60; 10	08	29	2	54	1,9	1,4
	19	17	19	13	2,1	2,4		18	16	6	2	1,0	0,7
	29	17	13	8	1,0	2,1		28	15	24	29	2,9	1,3
	38	13	17	9	1,7	2,0		40	12	8	4	1,2	0,8
	48	18	20	14	1,9	2,3		47	27	10	9	2,1	1,8
	50	22	19	13	2,1	2,4		51	18	15	5	2,0	1,7
	68	22	39	16	1,4	2,0		69	32	6	60	2,2	1,8
	75	26	13	7	1,6	2,3		78	18	11	2	0,8	0,5
	85	21	9	10	1,1	1,6		88	22	24	27	2,1	1,9
	99	12	15	9	1,7	1,9		98	31	14	12	2,4	2,0

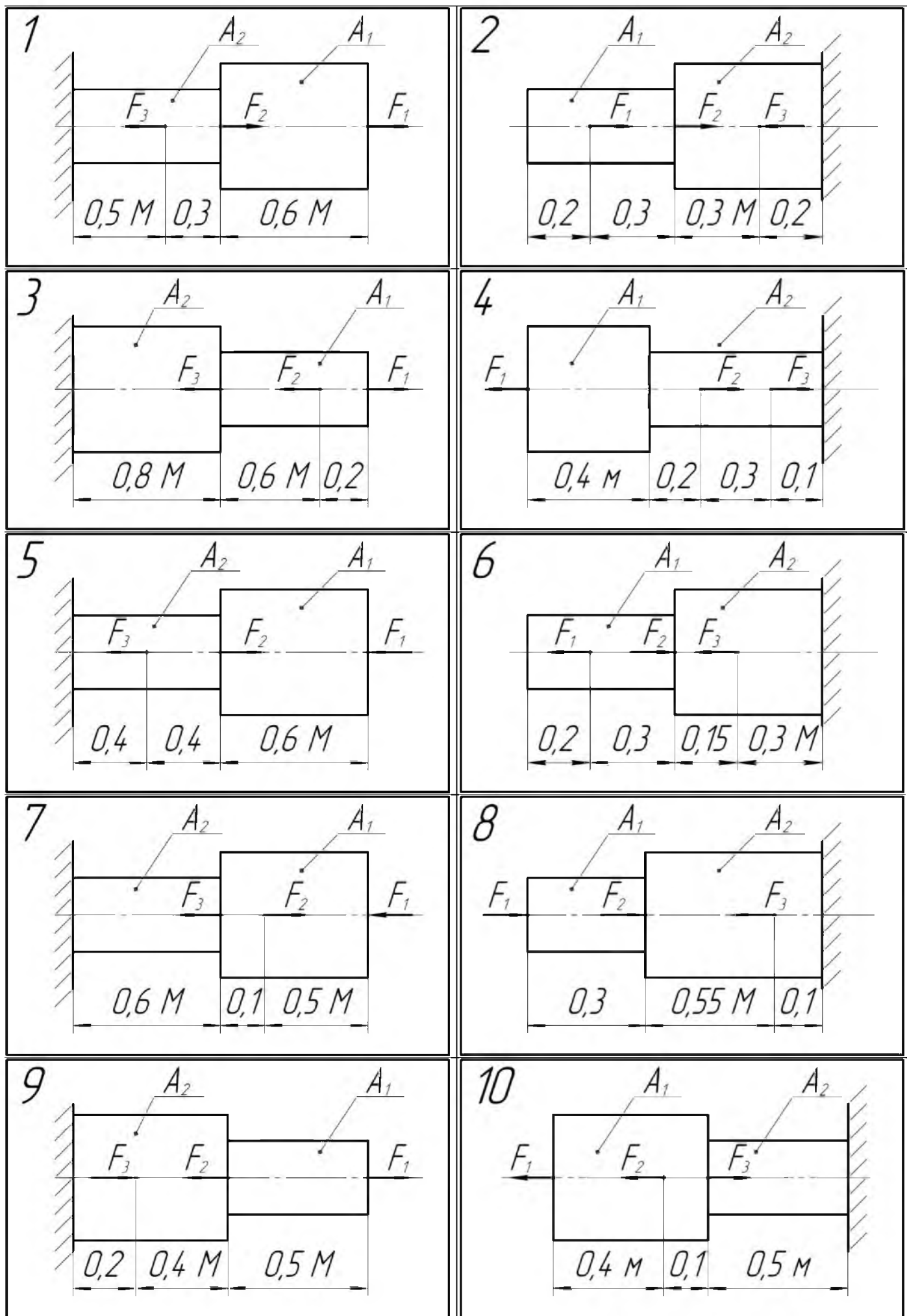


Рисунок 1 (к задачам 51 – 60).

**Таблица 3 – Данные к задачам 61 – 70**

№ задачи № схемы на рисунке 2	Вари- ри- ант	$P_1$	$P_2$	$P_3$	$\omega$ рад/с	№ задачи № схемы на рисунке 2	Вари- ри- ант	$P_1$	$P_2$	$P_3$	$\omega$ рад/с
		кВт						кВт			
61; 1	00	35	20	15	20	62; 2	01	130	90	40	45
	10	150	100	50	45		12	100	65	25	35
	23	40	25	20	25		22	90	45	20	20
	32	110	60	30	35		35	120	30	30	20
	40	40	15	25	30		46	80	55	35	25
	51	75	40	15	20		50	110	50	40	20
	67	90	60	25	30		66	85	45	40	30
	70	65	35	20	25		73	72	54	36	18
	85	140	110	60	45		88	75	60	45	15
	98	120	80	40	35		91	120	40	20	20
63; 3	02	15	10	35	16	64; 4	03	60	40	20	20
	13	75	80	25	40		15	150	100	75	55
	25	55	65	25	20		24	95	70	45	35
	34	45	50	35	23		37	110	85	50	30
	48	80	65	45	30		47	130	90	55	40
	53	50	40	30	28		52	70	45	30	18
	69	70	60	40	25		68	85	50	25	20
	72	55	40	18	32		75	100	65	30	25
	81	65	55	35	35		84	90	70	35	25
	90	40	30	30	16		93	140	110	50	35
65; 5	05	100	18	50	20	66; 6	04	60	150	80	55
	14	50	15	25	18		17	45	100	60	30
	27	40	120	20	20		26	50	110	75	30
	36	100	80	65	25		38	20	85	35	20
	49	90	25	40	20		45	15	65	25	15
	55	30	100	25	30		54	35	90	45	20
	61	55	85	20	25		60	80	130	90	45
	74	25	80	40	18		77	32	50	110	40
	80	80	50	35	25		87	35	95	50	20
	92	95	45	20	18		95	45	20	60	30
67; 7	07	18	35	40	10	68; 8	06	20	50	30	10
	16	16	30	45	12		19	40	115	55	16
	29	20	35	100	25		28	65	140	80	35
	39	60	90	120	45		31	18	40	25	8
	42	35	50	80	40		41	70	150	95	40
	57	16	30	35	12		56	18	60	42	12
	63	80	100	150	50		62	20	65	38	10
	76	32	50	110	40		79	60	120	65	40
	83	24	38	55	18		86	30	100	45	15
	94	30	55	70	25		97	40	110	50	18
69; 9	09	52	100	60	32	70; 10	08	80	95	75	25
	18	30	80	45	15		11	75	120	90	30
	21	20	35	100	25		20	65	140	80	35
	30	50	120	65	20		33	35	75	40	20
	44	65	160	80	30		43	58	100	86	25
	59	75	150	95	30		58	50	130	95	30
	65	25	60	42	10		64	45	150	70	40
	78	42	75	50	15		71	32	50	42	14
	82	50	110	75	22		89	18	55	30	8
	96	24	50	38	9		99	16	35	20	7



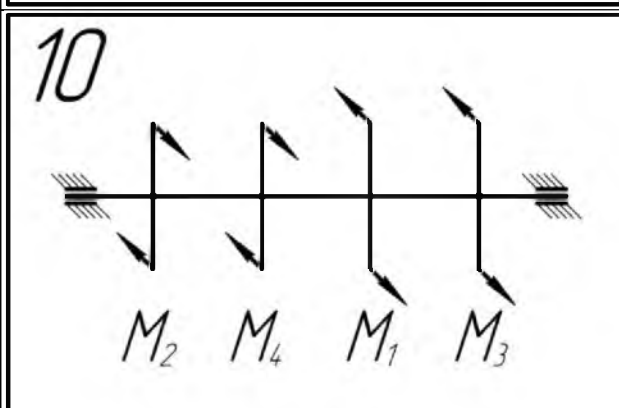
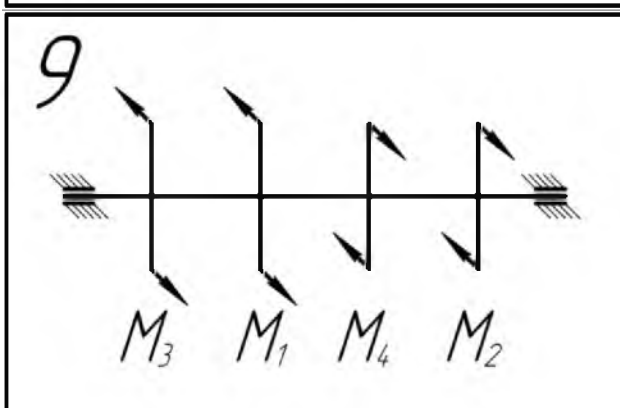
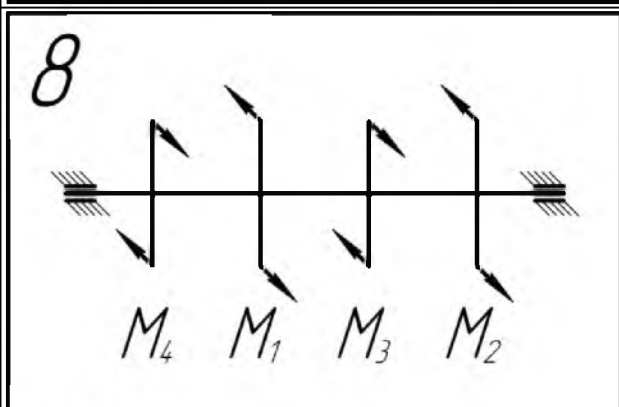
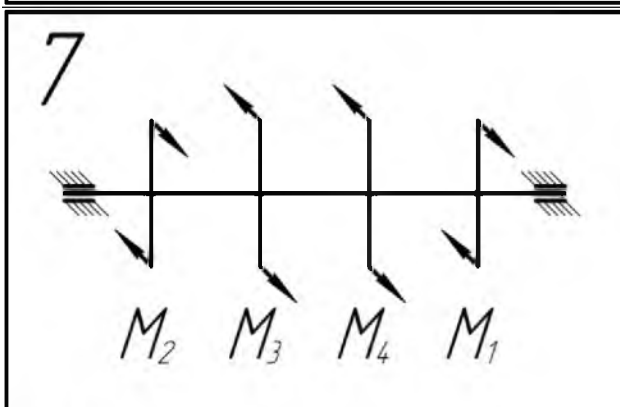
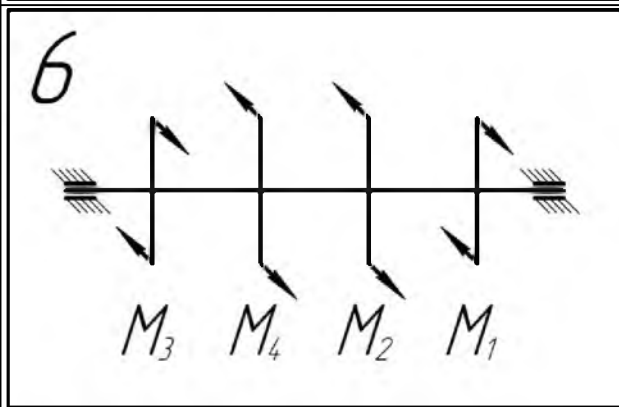
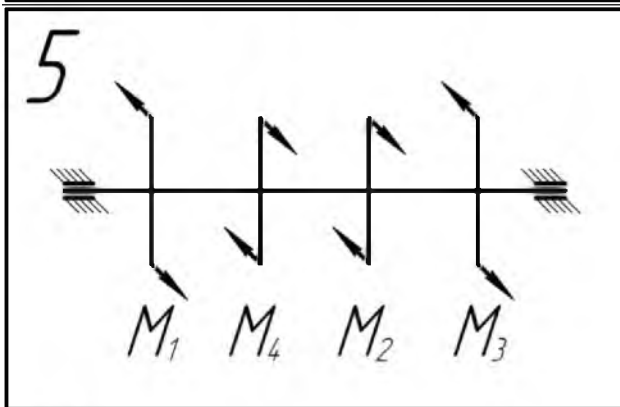
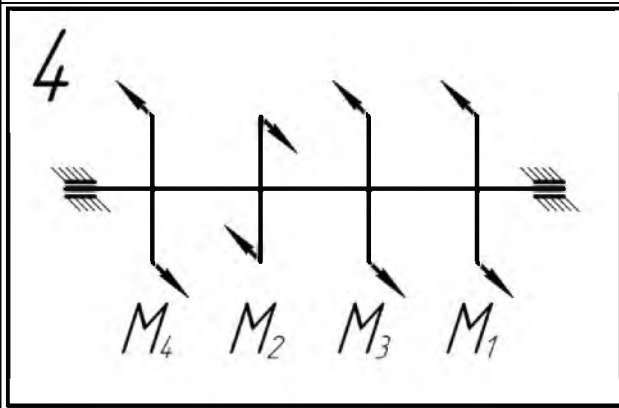
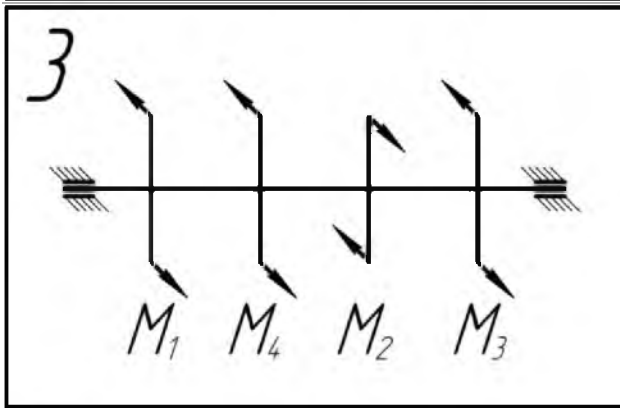
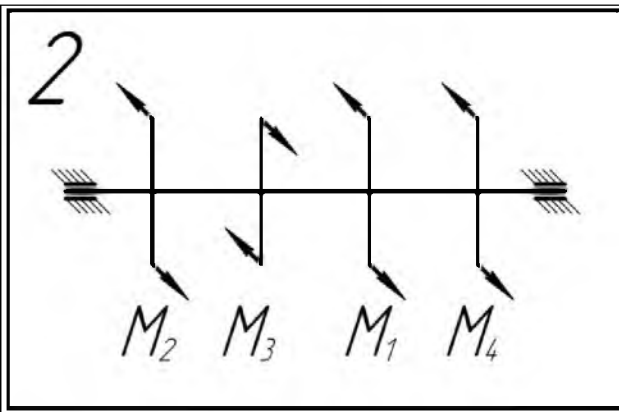
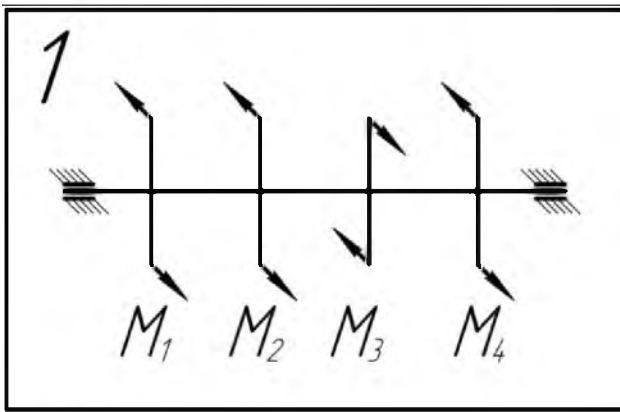


Рисунок 2 (к задачам 61 – 70).

**Таблица 4 – Данные к задачам 71 – 80**

№ задачи № схемы на ри- сунке 3	Вари- ант	$F$ кН	$M$ кН·м	$q$ кН/м	№ задачи № схемы на ри- сунке 3	Вари- ант	$F$ кН	$M$ кН·м	$q$ кН/м
71; 1	00	20	10	10	72; 2	01	10	40	10
	12	30	20	20		13	30	30	20
	25	40	10	20		24	40	30	20
	30	50	10	20		33	40	30	30
	41	60	10	20		44	50	30	30
	52	80	10	30		55	60	30	40
	68	80	20	40		69	70	30	40
	71	90	20	40		70	80	30	50
	82	90	20	50		89	90	30	50
	99	90	30	60		98	70	30	50
73; 3	02	20	10	10	74; 4	03	20	10	10
	15	30	10	10		14	30	10	10
	27	10	10	10		26	40	10	20
	32	10	10	20		35	50	10	20
	43	20	10	20		46	60	10	20
	54	30	10	20		57	30	10	30
	66	40	10	20		67	60	10	30
	73	50	10	20		72	70	10	30
	85	50	10	30		88	80	10	30
	91	60	10	30		90	90	10	30
75; 5	05	10	10	10	76; 6	04	30	10	10
	17	10	10	20		16	40	10	10
	29	20	10	20		28	50	10	10
	34	30	10	20		37	50	10	20
	45	40	10	20		48	60	10	20
	56	50	10	20		59	70	10	20
	64	20	10	30		65	80	10	20
	75	30	10	30		74	90	10	20
	81	40	10	30		84	80	10	30
93	40	10	40	92	90	10	30		
77; 7	07	10	10	10	78; 8	06	10	10	10
	19	20	10	10		18	20	10	10
	21	20	10	20		20	20	20	20
	36	30	10	20		38	30	20	20
	47	40	10	20		49	40	20	20
	58	40	10	30		51	40	20	30
	62	50	10	30		63	50	20	40
	77	30	10	30		79	50	20	30
	80	20	10	30		87	60	20	30
	95	50	10	40		94	80	20	40
79; 9	09	20	10	10	80; 10	08	10	10	10
	11	30	10	10		10	20	10	10
	23	30	10	20		22	30	10	10
	39	40	10	20		31	30	10	20
	40	50	10	20		42	20	10	20
	50	50	10	30		53	40	10	20
	61	60	10	30		60	40	10	30
	76	70	10	30		78	50	10	30
	83	50	10	40		86	50	10	40
	97	60	10	40		96	60	10	40

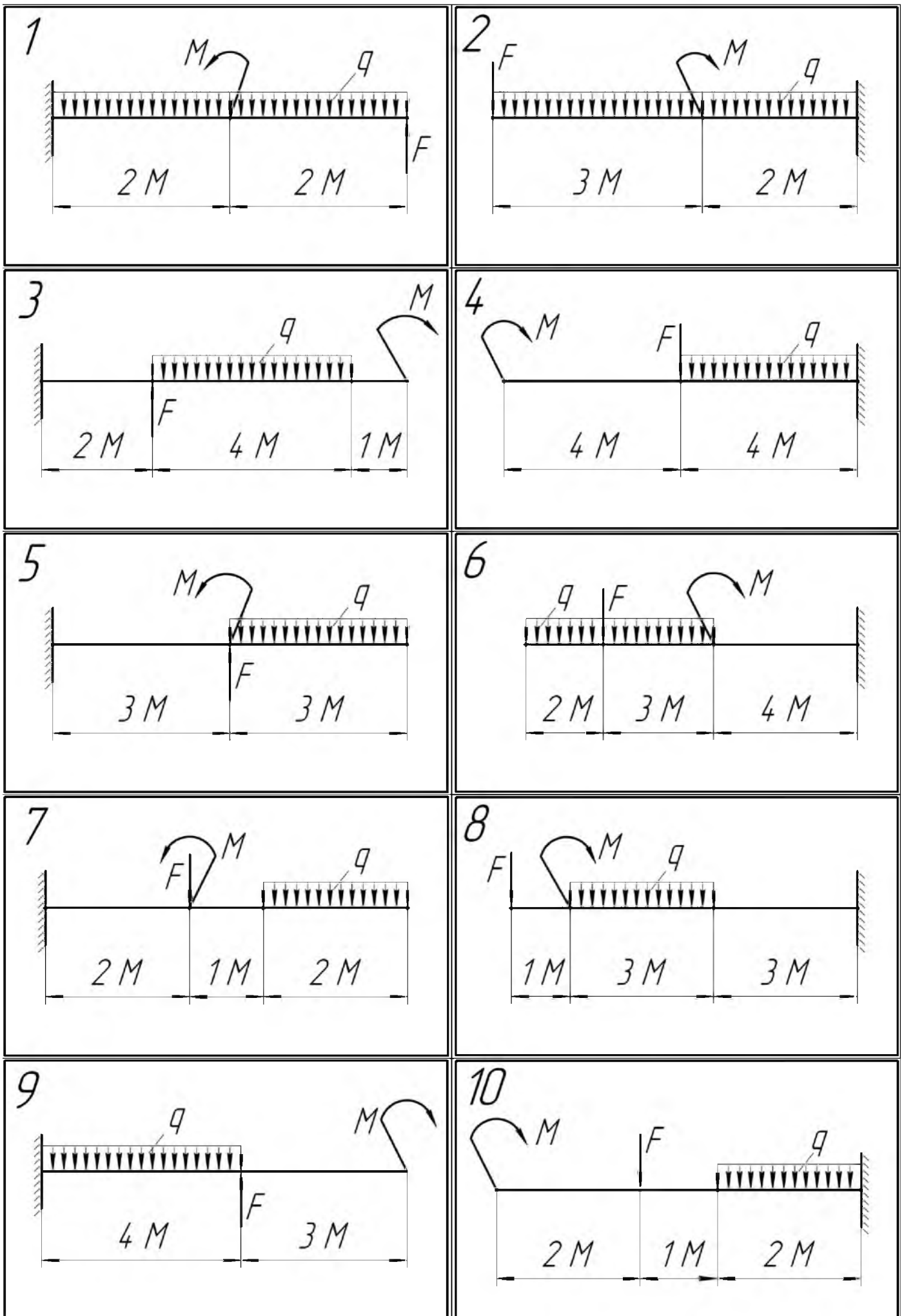


Рисунок 3 (к задачам 71 – 80).

**Таблица 5 – Данные к задачам 81 – 90**

№ задачи № схемы на ри- сунке 4	Вари- ант	$F_1$ кН	$F_2$ кН	$M$ кН·м	№ задачи № схемы на ри- сунке 4	Вари- ант	$F_1$ кН	$F_2$ кН	$M$ кН·м
81; 1	00	20	10	12	82; 2	01	2	6	10
	13	12	8	20		15	14	5	8
	27	10	20	15		26	20	14	10
	33	8	12	10		32	5	12	6
	41	16	8	25		42	16	10	8
	59	12	20	40		51	4	10	2
	64	8	16	15		65	10	8	12
	73	15	4	8		77	2	5	10
	85	40	20	30		88	6	8	4
	96	30	20	18		99	1	5	3
83; 3	02	5	20	4	84; 4	03	10	15	2
	14	12	16	5		17	1	6	8
	29	10	20	30		28	2	10	3
	35	15	9	6		34	12	8	10
	49	20	3	8		40	4	10	1
	53	4	18	3		52	8	5	4
	62	10	6	12		63	15	12	6
	74	8	12	4		72	3	5	8
	82	5	14	2		86	2	10	12
	98	15	10	6		91	6	4	1
85; 5	05	20	1	2	86; 6	04	3	2	10
	16	15	2	3		19	5	4	8
	21	30	4	1		20	12	16	5
	37	25	3	4		36	1	2	4
	44	10	1,5	0,6		43	8	5	2
	50	8	3,5	2,4		54	14	6	3
	60	12	2,5	1,6		61	4	7	1
	70	14	2	0,6		78	2	3	5
	83	18	1,5	2,6		89	10	15	6
	90	15	1	0,4		93	8	12	10
87; 7	07	5	2	6	88; 8	06	1	2,5	2
	18	8	1	4		11	4	3	10
	23	10	2	5		22	2	4,5	6
	38	12	3	8		30	5	8	10
	46	6	1	3		45	1	3,5	5
	55	4	3	10		56	5	2	7
	67	3	2	8		66	10	4,5	6
	79	8	4	12		75	20	8	2
	81	2	3	7		84	5	9,5	8
	92	9	5	11		95	8	6	1
89; 9	09	2	4	1	90; 10	08	6,5	1,4	2
	10	4	1,5	10		12	1	2	14
	25	6	2	12		24	3,5	8	5
	31	1	3,5	8		39	5	10	4
	48	2,5	10	4		47	1,5	6	16
	57	15	4	2		58	10	8,4	3
	69	3,5	8	5		68	9,5	1	25
	76	1,5	3	20		71	12	3	10
	80	0,5	1	3		87	6,5	5	2
	94	4	2,5	6		97	5,5	2	12

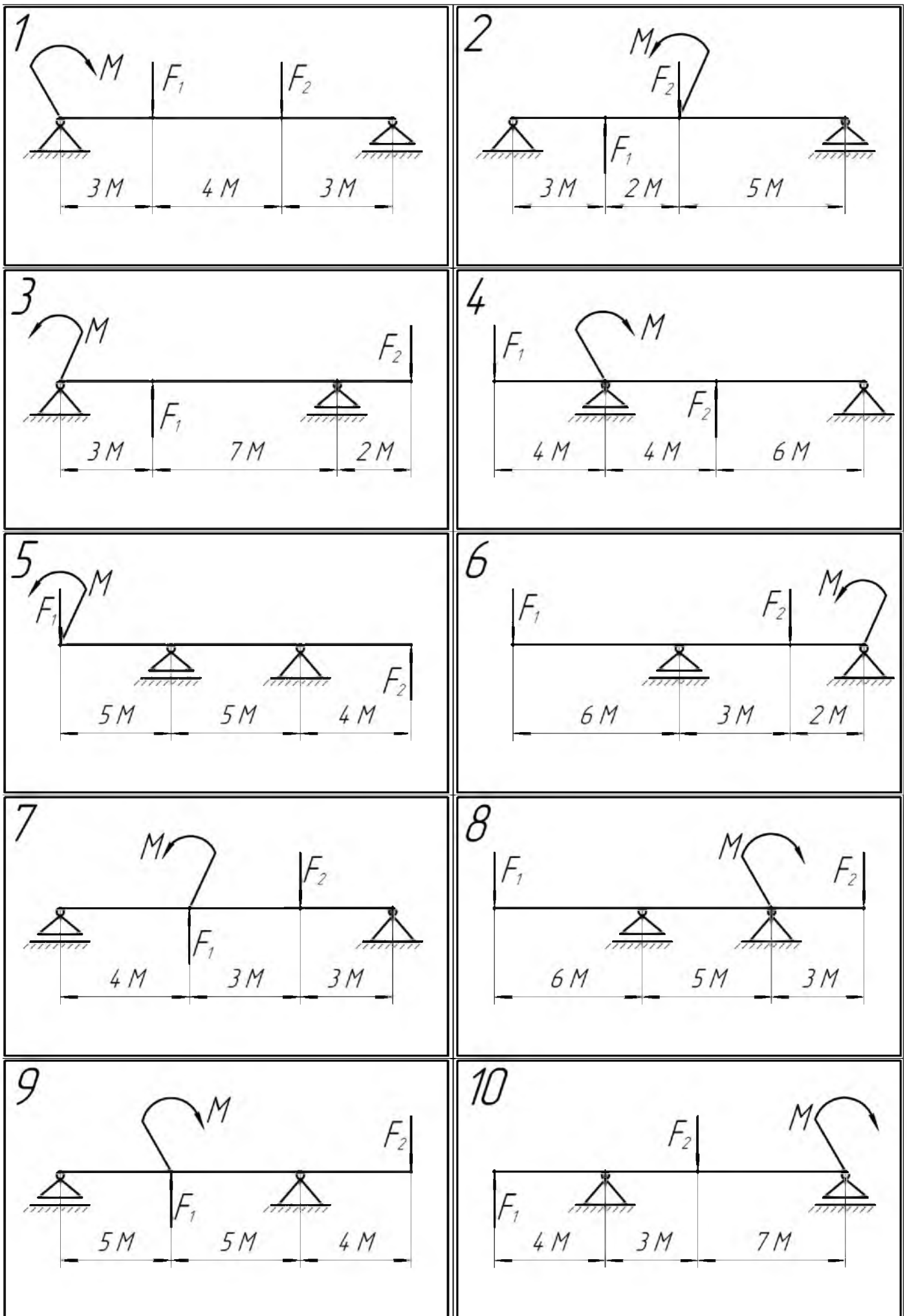
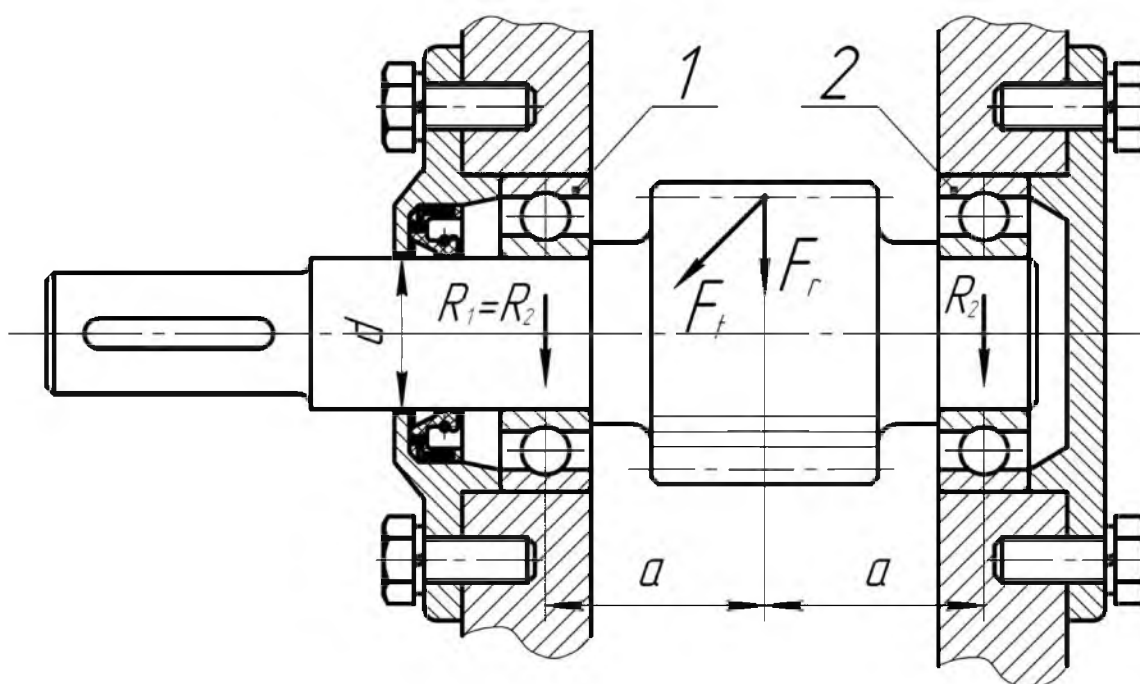


Рисунок 4 (к задачам 81 – 90).

**Задача 91.** Для ведущего вала прямозубой цилиндрической передачи редуктора подобрать по ГОСТу шарикоподшипники 1, 2 радикальные (рисунок 5). На зубья шестерни действуют силы: окружная и радиальная  $F_r = 0,364 \cdot F_t$ . Диаметр цапф вала  $d$ , частота вращения  $n = 950$  об/мин. Расстояние  $a = 1,6 \cdot d$ . Требуемая долговечность подшипников  $L_{hmp}$ . Рабочая температура их  $t < 100^\circ\text{C}$ . Данные своего варианта принять по таблице 6.

**Таблица 6 – Данные к задаче 91**

Данные для расчета	Вариант									
	00	14	26	35	43	57	61	74	81	94
$F_t$ , кН	2	1,5	2,5	1,1	2	1,6	1,8	1,6	2,1	2,4
$d$ , мм	45	30	35	25	40	30	35	40	45	50
$L_{hmp}$ , ч	$12 \cdot 10^3$				$20 \cdot 10^3$			$15 \cdot 10^3$		
Характер нагрузки	Умеренные толчки						Значительные толчки			

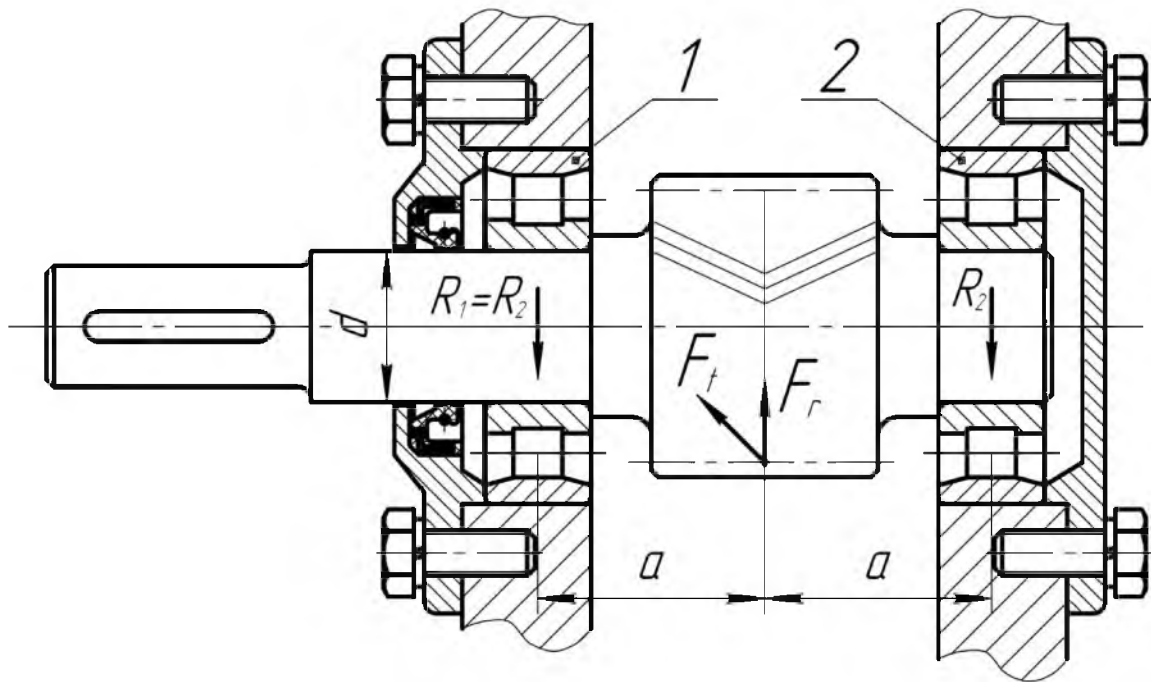


**Рисунок 5 (к задаче 91).**

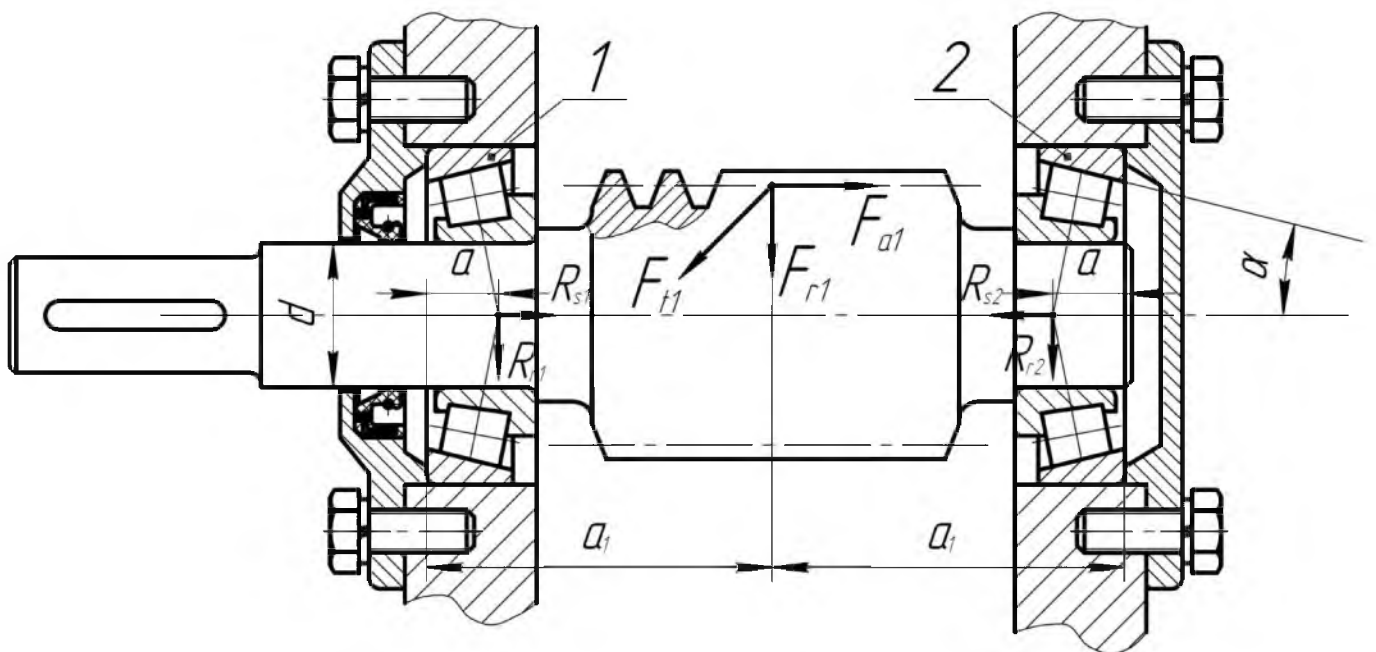
**Задача 92.** Для ведущего вала шевронной передачи цилиндрического редуктора подобрать по ГОСТу роликоподшипники 1, 2 радикальные с короткими цилиндрическими роликами (рисунок 6). На зубья шестерни действуют силы: окружная  $F_t$  и радиальная  $F_r$ . Вычислить силу  $F_r$ , приняв  $\alpha = 20^\circ$ ;  $\beta = 30^\circ$ . Диаметр цапф вала –  $d$ , а частота вращения  $n = 980$  об/мин. Требуемая долговечность подшипников  $L_{hmp}$ , расстояние  $a = 1,7 \cdot d$ . Рабочая температура подшипников  $t < 100^\circ\text{C}$ . Данные своего варианта принять по таблице 7.

**Таблица 7 – Данные к задаче 92**

Данные для расчета	Варианты									
	01	17	29	34	46	56	60	77	84	97
$F_t$ , кН	3,5	3,8	4,1	3	3,7	4	3,8	6,4	6	9,4
$d$ , мм	35	40	45	30	30	40	35	50	45	60
$L_{hmp}$ , ч	$20 \cdot 10^3$		$30 \cdot 10^3$				$20 \cdot 10^3$			
Характер нагрузки	Умеренные толчки					Лёгкие толчки				



*Рисунок 6 (к задаче 92).*

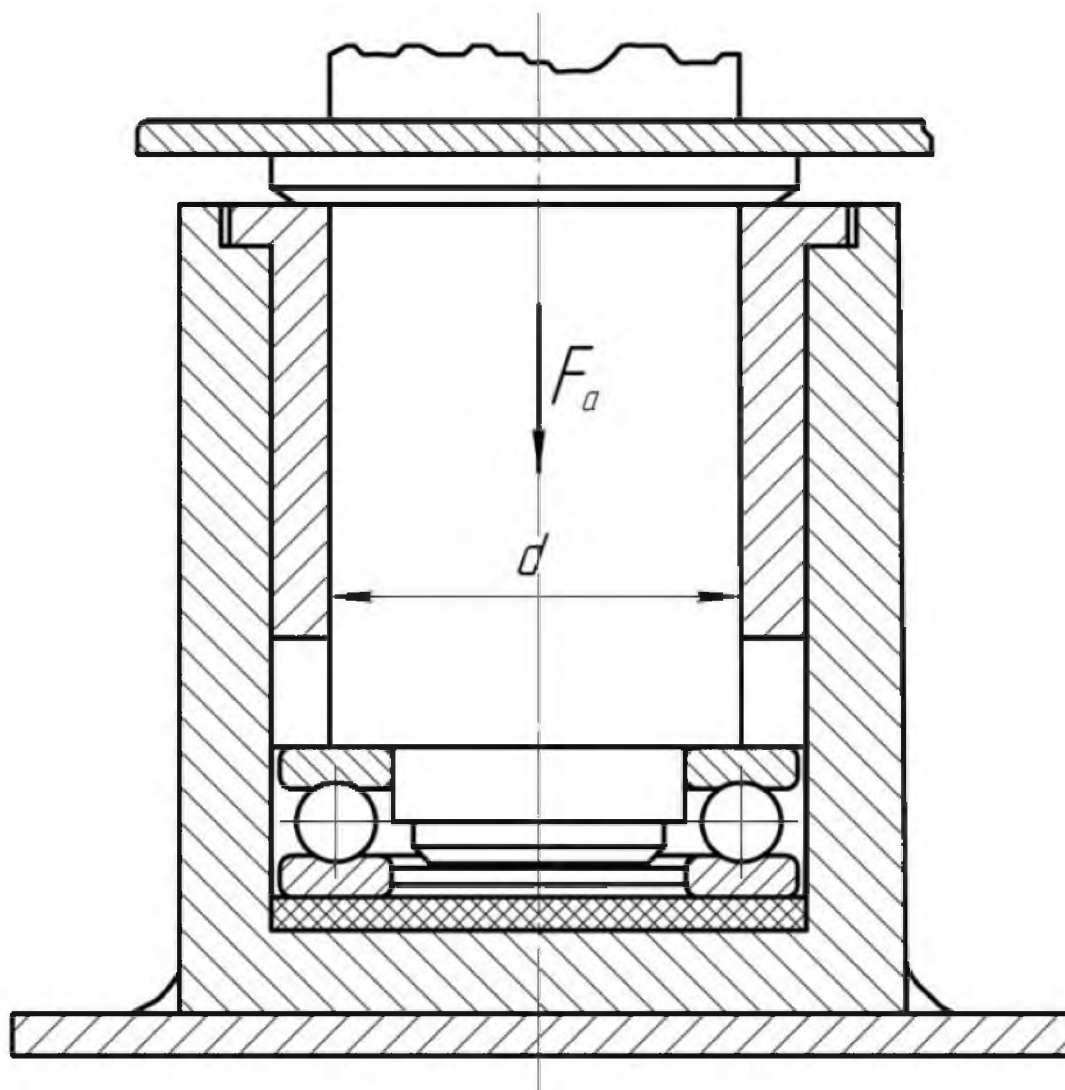


*Рисунок 7 (к задаче 93).*

**Задача 93.** Подобрать по ГОСТу роликоподшипники 1, 2 конические одно-рядные для вала червяка (рисунок 7), диаметр цапф которого  $d$ , а частота вращения  $n = 1440$  об/мин. На витки червяка действуют силы: окружная  $F_{t1}$ , радиальная  $F_{r1}$  и осевая  $F_{a1}$ . Делительный диаметр червяка  $d_1 = 64$  мм, требуемая долговечность  $L_{hmp}$  и расстояние от торца подшипника до точки приложения сил  $a$ . Нагрузка на подшипники с умеренными толчками при температуре  $t < 100^\circ\text{C}$ . Данные своего варианта принять по таблице 8.

**Таблица 8 – Данные к задаче 93**

Данные для расчета	Варианты									
	02	16	28	37	45	59	63	76	80	96
$F_{t1}$ , кН	08	0,6	0,32	0,4	1	1,2	1,3	1	0,7	1,4
$F_{r1}$ , кН	1,25	1,1	0,6	0,73	1,4	1,9	2	1,7	1,25	2,2
$F_{a1}$ , кН	3,5	3	1,6	2	4	5	5,2	4,6	3,4	6
$d$ , мм	45	40	30	35	50	55	55	50	40	60
$a$ , мм	150	140	135	150	145	170	180	135	139	190
$L_{hmp}$ , ч	12·10 <sup>3</sup>			10·10 <sup>3</sup>			6·10 <sup>3</sup>			



**Рисунок 8 (к задаче 94).**



**Задача 94.** Подобрать по ГОСТу шарикоподшипник упорный однорядный для пяты вертикального вала консольного настенного поворотного крана (рисунок 8), если известно: частота вращения вала –  $n$ , осевая нагрузка  $F_a$ , посадочный диаметр  $d$  и требуемая долговечность –  $L_{hmp}$ . Нагрузка с сильными ударами. Рабочая температура подшипника  $t < 100^\circ\text{C}$ . Данные своего варианта принять по таблице 9.

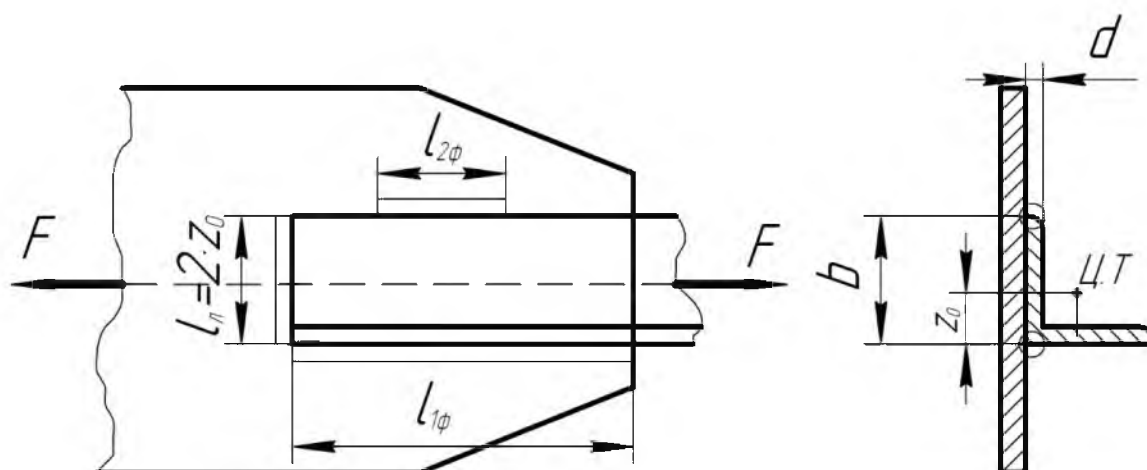
**Таблица 9 – Данные к задаче 94**

Данные для расчета	Варианты									
	03	19	21	36	48	58	62	79	87	99
$n$ , об/мин	17	20	25	27	16	28	30	35	32	34
$d$ , мм	35	40	30	55	45	50	40	45	50	40
$F_a$ , кН	5	4,5	3,2	7,5	6,4	6	4	4,6	7,4	5,5
$L_{hmp}$ , ч	$10 \cdot 10^3$			$12 \cdot 10^3$			$15 \cdot 10^3$			

**Задача 95.** Рассчитать сварное соединение внахлестку равнобокого уголка с косынкой под действием растягивающей постоянной силы  $F$  (рисунок 9). Материал уголка и косынки – сталь Ст3 с допускаемым напряжением  $[\sigma_p] = 160 \text{ Н/мм}^2$ . Сварка электродуговая ручная электродами Э42. Высота катета шва  $K$  равна толщине полки уголка  $d$ . Данные своего варианта принять по таблице 10.

**Таблица 10 – Данные к задаче 95**

Данные для расчета	Варианты									
	05	18	20	38	47	51	65	78	83	98
$F$ , кН	115	120	130	150	180	200	220	240	260	300

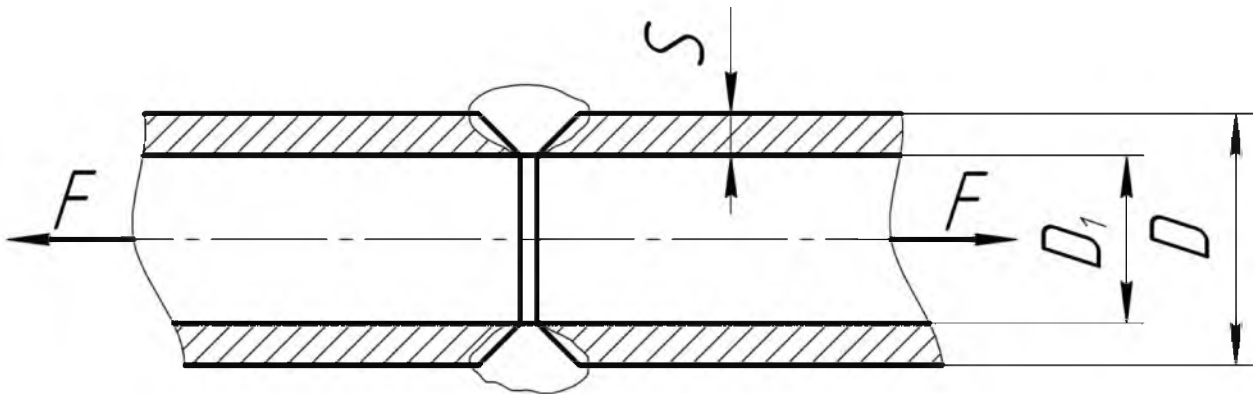


**Рисунок 9 (к задаче 95).**

**Задача 96.** Определить допускаемое значение осевой растягивающей силы  $[F]$  сварного стыкового соединения двух труб с наружным диаметром  $D$  и толщиной стенок  $S$  (рисунок 10). Материал труб – сталь Ст3 с допускаемым напряжением  $[\sigma_p] = 160 \text{ Н/мм}^2$ . Шов выполняется ручной дуговой сваркой электродами Э42. Данные своего варианта для стальных труб по ГОСТ 3262-75 принять по таблице 11.

**Таблица 11 – Данные к задаче 96**

Данные для расчёта	Варианты									
	04	11	23	31	40	50	64	75	86	91
$D$ , мм	165	140	114	101,3	88,5	75,5	60	48	42,3	33,5
$S$ , мм	4,5	4,5	4,5	4	4	4	3,5	3,5	3,2	3,2



**Рисунок 10 (к задаче 96).**

**Задача 97.** Скоба для крепления расчалок соединения с деревянной балкой болтами (рисунок 11). Подобрать из расчёта на прочность болты с метрической резьбой, а также определить наружный диаметр шайбы из условия прочности древесины на смятие.

Болты рассматривать как незатянутые с классом прочности 3.6. Принять для дерева допускаемое напряжение смятия  $[\sigma_{см}] = 6 \text{ Н/мм}^2$ . Данные своего варианта принять по таблице 12.

**Таблица 12 – Данные к задаче 97**

Данные для расчёта	Варианты									
	07	10	22	39	49	53	67	72	82	90
$F$ , кН	10	12	14	16	18	20	2	17	15	11
$\alpha$ , град.	45	50	55	60	65	70	75	45	50	60
$z$ , шт.	1	1	2	2	3	3	3	2	2	2

**Задача 98.** Определить диаметр болтов крепления крышки корпуса редуктора, расположенных около проточки под подшипник вала (рисунок 12), если радиальная реакция на подшипник равна  $R_r$ . Данные своего варианта принять по таблице 13. Для расчётов принять: коэффициент внешней нагрузки для соединения стальных и чугунных деталей без прокладок  $\chi = 0,2$ ; коэффициент запаса предварительной затяжки в условиях переменной нагрузки  $K_{зам} = 2,5$ . Класс прочности болтов 5.6. Затяжка болтов неконтролируемая.

**Таблица 13 – Данные к задаче 98**

Данные для расчёта	Варианты									
	06	12	25	30	42	52	66	73	89	93
$R_r$ , кН	2	2,3	2,6	3	4	4,5	5	3,5	3,8	4,8

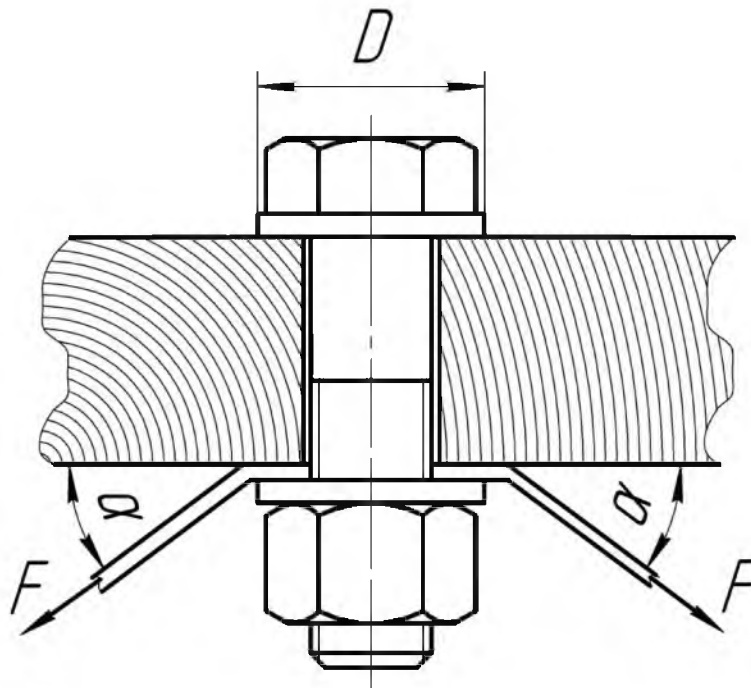


Рисунок 11 (к задаче 97).

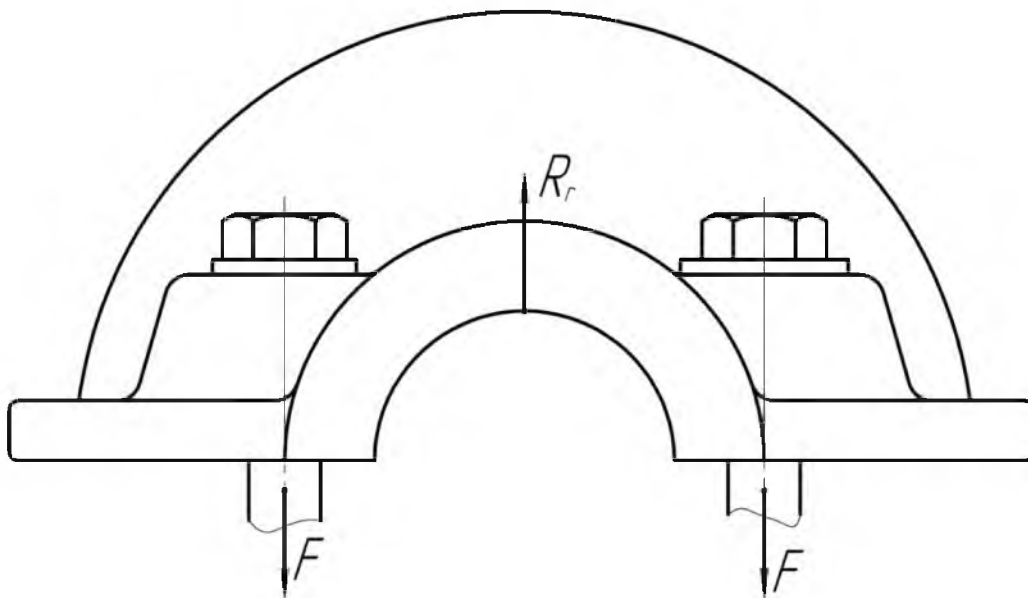


Рисунок 12 (к задаче 98.)

**Задача 99.** Зубчатые полумуфты (рисунок 13) соединяются болтами, поставленными без зазора. Число болтов  $z = 6$ . Передаваемый вращающий момент  $T$ . Диаметр окружности расположения болтов  $D_0$ . Материал болтов класса прочности 4.6. Нагрузка постоянная. Определить диаметр ненарезанной части стержня болта  $d_0$  и номинальный диаметр резьбовой части болта  $d$ , приняв его на 1...2мм меньше стержня, т.е.  $d \leq d_0 - (1...2)$  мм. Данные своего варианта принять по таблице 14.

Таблица 14 – Данные к задаче 99

Данные для расчёта	Варианты									
	09	13	24	33	41	55	69	71	85	92
$T$ , Н м	1400	1600	1800	1950	2110	2300	2500	2700	2900	3600
$D_0$ , мм	150	170	180	190	200	220	230	240	250	250

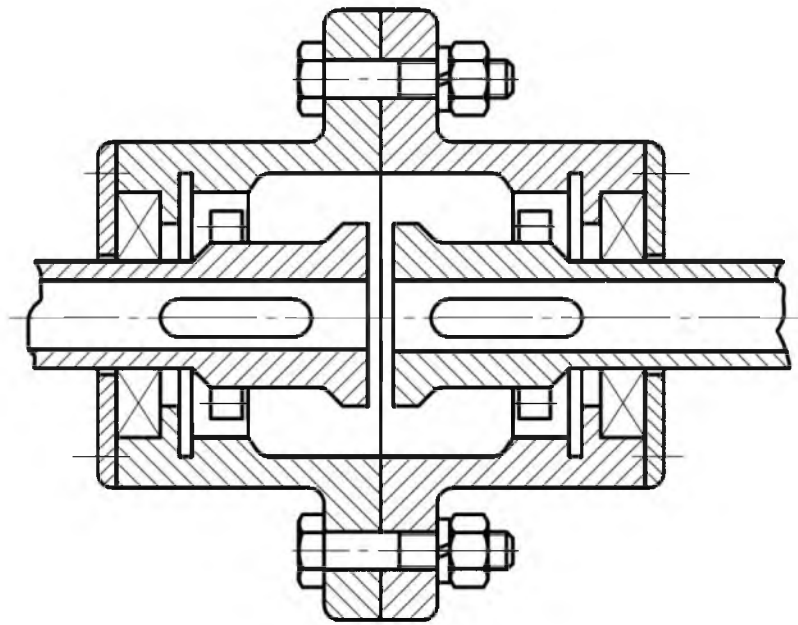


Рисунок 13 (к задаче 99).

**Задача 100.** Рассчитать винтовую пару домкрата (рисунок 14) грузоподъемностью  $F$ . Материал винта – сталь 45 нормализованная, материал гайки – бронза БрАЖ9-4. Резьба трапецеидальная, однозаходная с коэффициентом рабочей высоты профиля  $\zeta = 0,5$ . Гайка цельная с коэффициентом высоты  $\psi_H = 1,8$ . Данные своего варианта принять по таблице 15.

Таблица 15 – Данные к задаче 100

Данные для расчёта	Варианты									
	08	15	27	32	44	54	68	70	88	95
$F$ , кН	40	50	55	60	65	70	75	80	35	30

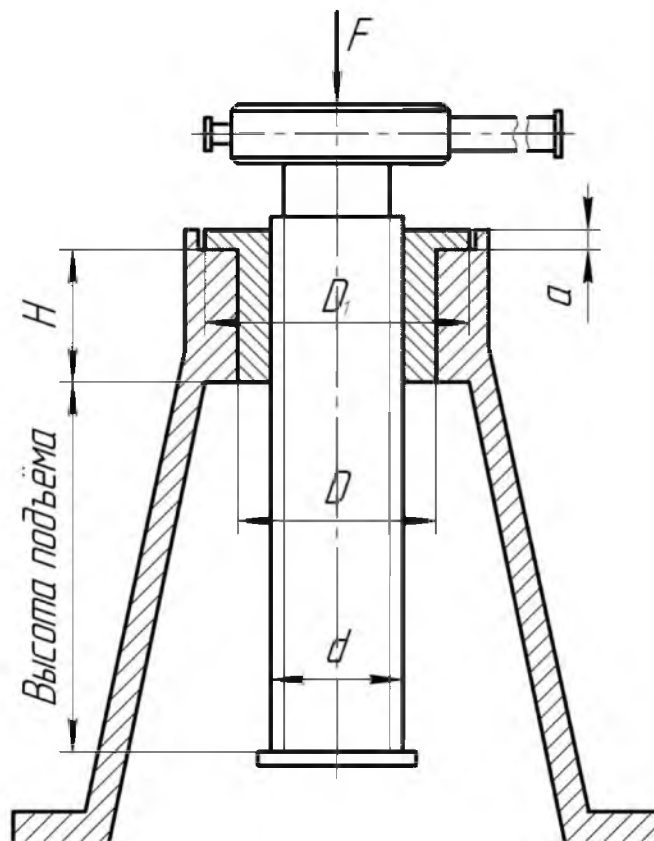


Рисунок 14 (к задаче 100).

## МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ 2

Прежде чем приступить к их решению, учащийся должен научиться безукоризненно владеть методом сечения для определения внутренних силовых факторов.

**Первая задача (задачи 51 – 60)** требует от учащегося умения строить эпюры продольных сил, нормальных напряжений и определять удлинения или укорочения бруса.

При работе бруса на растяжении и сжатии в его поперечных сечениях возникает продольная сила  $N$ . Продольная сила в произвольном поперечном сечении бруса численно равна алгебраической сумме проекций на его продольную ось всех сил, действующих на отсечённую часть.

Правило знаков для  $N$ : при растяжении продольная сила положительна, при сжатии – отрицательна.

При растяжении (сжатии) бруса в его поперечных сечениях возникают нормальные напряжения  $\sigma = \frac{N}{A}$  ( $A$  – площадь поперечного сечения). Для нормальных напряжений принимается то же правило знаков, что и для продольных сил. Изменение длины бруса (удлинение или укорочение) равно алгебраической сумме удлинений (укорочений) его отдельных участков и вычисляется по формуле Гука:

$$\Delta l = \sum \frac{N_i \cdot l_i}{E \cdot A_i}.$$

где  $N_i$ ,  $l_i$ ,  $A_i$  – соответственно продольная сила, длина и площадь сечения в пределах каждого участка бруса;  $E$  – модуль продольной упругости.

Последовательность решения задачи;

1. Разбить брус на участки, начиная от свободного конца. Границами участков являются сечения, в которых приложены внешние силы, и места изменения размеров поперечного сечения.
2. Определить по методу сечений продольную силу для каждого участка (ординаты эпюры  $N$ ), построить эпюру продольных сил  $N$ . Проведя параллельно оси бруса базовую (нулевую) линию эпюры, отложить перпендикулярно ей в произвольном масштабе получаемые значения ординат. Через концы ординат провести линии, поставить знаки и заштриховать эпюру линиями, параллельными ординатами
3. Для построения эпюры нормальных напряжений определяем напряжения в поперечных сечениях каждого из участков. В пределах каждого участка напряжения постоянны, т.е. эпюра на данном участке изображается прямой, параллельной оси бруса.
4. Перемещение свободного конца бруса определяем как сумму удлинений (ускорений) участков бруса, вычислённых по формуле Гука.

**Пример 1.** Для данного ступенчатого бруса (рисунок 15) построить эпюру продольных сил, эпюру нормальных напряжений и определить перемещение свободного конца, если  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа.

$$F_1 = 30 \text{ кН}; F_2 = 38 \text{ кН}; F_3 = 42 \text{ кН}; A_1 = 1,9 \text{ см}^2; A_2 = 3,1 \text{ см}^2.$$

**Решение.**

1. Отмечаем участки, как показано на рисунке 15, а.
2. Определяем значение продольной силы  $N$  на участках бруса:  
 $N_1 = 0$ ;

$$N_2 = F_1 = 30 \text{ кН};$$

$$N_3 = F_1 = 30 \text{ кН};$$

$$N_4 = F_1 - F_2 = 30 - 38 = -8 \text{ кН};$$

$$N_5 = F_1 - F_2 - F_3 = 30 - 38 - 42 = -50 \text{ кН}.$$

Строим эпюру продольных сил (рисунок 15, б)

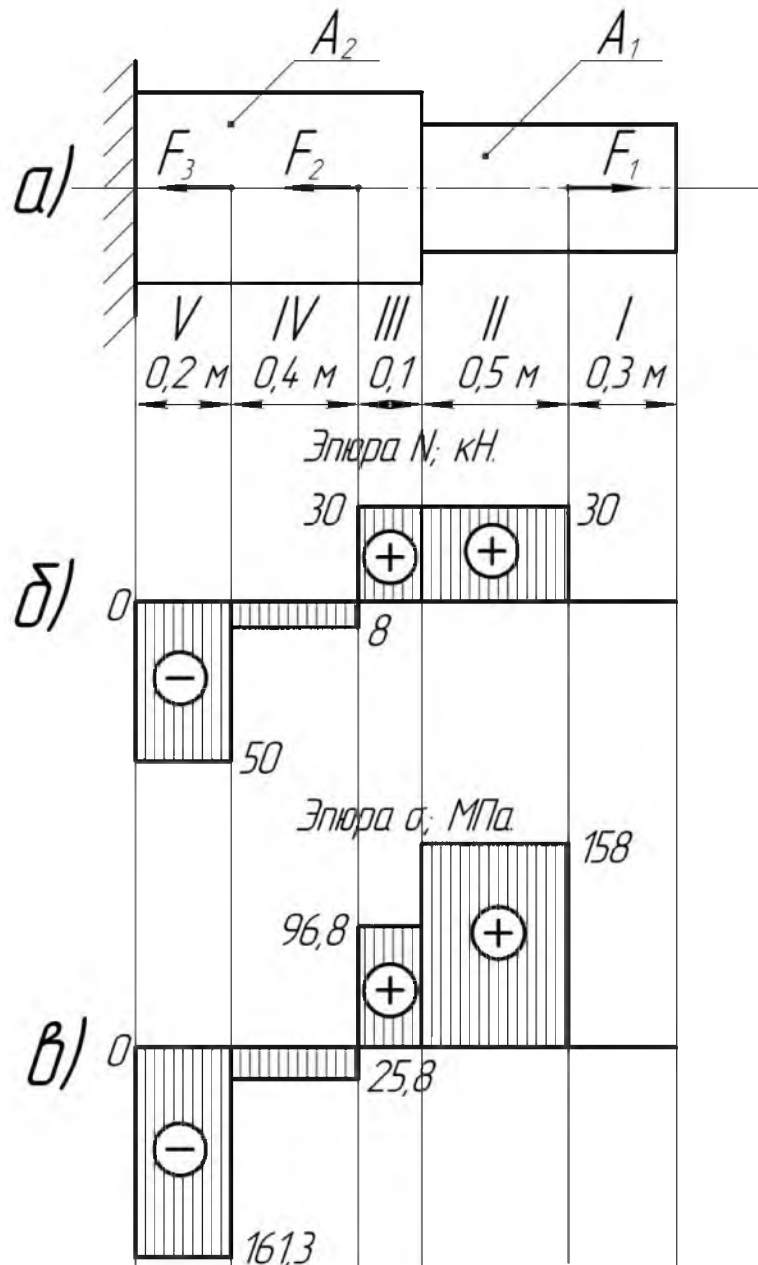


Рисунок 15.

3. Вычисляем значения нормальных напряжений:

$$\sigma_2 = \frac{N_1}{A_1} = 0;$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A_1} = \frac{30 \cdot 10^3}{1,9 \cdot 10^2} = 158 \text{ МПа};$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_2} = \frac{30 \cdot 10^3}{3,1 \cdot 10^2} = 96,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_4 = \frac{N_4}{A_2} = \frac{-8 \cdot 10^3}{3,1 \cdot 10^2} = -25,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_5 = \frac{N_5}{A_2} = \frac{-50 \cdot 10^3}{3,1 \cdot 10^2} = -161,3 \text{ МПа}.$$

Строим эпюру нормальных напряжений (рисунок 15, в)

2. Определяем перемещение свободного конца:  $\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3 + \Delta l_4 + \Delta l_5$ .

$$\Delta l_1 = \frac{N_1 \cdot l_1}{E \cdot A_1} = 0;$$

$$\Delta l_2 = \frac{N_2 \cdot l_2}{E \cdot A_1} = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 1,9 \cdot 10^2} = 0,395 \text{ мм};$$

$$\Delta l_3 = \frac{N_3 \cdot l_3}{E \cdot A_2} = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot 0,1 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,1 \cdot 10^2} = 0,0484 \text{ мм};$$

$$\Delta l_4 = \frac{N_4 \cdot l_4}{E \cdot A_2} = \frac{-8 \cdot 10^3 \cdot 0,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,1 \cdot 10^2} = -0,0516 \text{ мм};$$

$$\Delta l_5 = \frac{N_5 \cdot l_5}{E \cdot A_2} = \frac{-50 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,1 \cdot 10^2} = -0,161 \text{ мм};$$

$$\Delta l = 0,395 + 0,0484 - 0,0516 - 0,161 = 0,2308 \text{ мм}.$$

Брус удлиняется на 0,2308 мм.

**Вторая задача (задачи 61 – 70).** К решению этой задачи следует приступить после изучения темы «Кручение».

Кручением называют такой вид нагружения бруса, при котором в его поперечных сечениях возникает только один внутренний силовой фактор – крутящий момент  $M_x$  (или  $M_z$ ).

Крутящий момент в произвольном поперечном сечении бруса равен алгебраической сумме внешних моментов, действующих на отсечённую часть:

$M_x = \sum M_i$  (имеется виду, что плоскости действия всех внешних скручивающих моментов  $M_i$  перпендикулярны продольной оси бруса).

Будем считать крутящий момент положительным, если для наблюдения, смотрящего на продольное сечение, он представляется направленным против часовой стрелки.

В третьей задаче необходимо выполнить проектный расчёт вала круглого или кольцевого поперечного сечения из условий прочности и из условий жёсткости; из двух полученных значений следует выбрать наибольшее значение.

Последовательность решения задачи:

1. Определить внешние скручивающие моменты по формуле  $M = \frac{P}{\omega}$ , где  $P$  – мощность,  $\omega$  – угловая скорость.
2. Определить уравновешивающий момент, используя уравнения равновесия  $\sum M_i = 0$ , так как при равномерном вращении вала алгебраическая сумма приложенных к нему внешних скручивающих (вращающих) моментов равна нулю.
3. Пользуясь методом сечений, построить эпюру крутящих моментов по длине вала.

4. Для участка вала, в котором возникает наибольший крутящий момент, определить диаметр вала круглого или кольцевого сечения из условия прочности и жёсткости. Для кольцевого сечения вала принять соотношения диаметров  $\frac{d_0}{d} = c$ ,  $d_0$  – внутренний диаметр кольца;  $d$  – наружный диаметр кольца.

#### Из условия прочности

$$W_p = \frac{M_{z \max}}{[\tau_k]},$$

где  $M_{z \max}$  – наибольший крутящий момент;  
 $W_p$  – полярный момент сопротивления кручению;  
 $[\tau_k]$  – допускаемое касательное напряжение.

#### Из условия жёсткости

$$J_p = \frac{M_{z \max}}{G \cdot [\varphi_0]},$$

где  $W_p$  – полярный момент инерции сечения;  
 $G$  – модуль упругости при сдвиге;  
 $[\varphi_0]$  – допускаемый угол закручивания.

#### Сечение вала – круг

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

Необходимый по прочности диаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k \max}}{\pi \cdot [\tau_k]}}$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

Необходимый по жёсткости диаметр вала:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_{k \max}}{\pi \cdot G \cdot [\varphi_0]}}$$

#### Сечение вала – кольцо

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \cdot (1 - c^4)$$

Необходимый по прочности наружный диаметр кольца:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k \max}}{\pi \cdot [\tau_k] \cdot (1 - c^4)}}$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \cdot (1 - c^4)$$

Необходимый по жёсткости диаметр кольца:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_{k \max}}{\pi \cdot G \cdot [\varphi_0] \cdot (1 - c^4)}}$$

**Пример 2.** Для стального вала (рисунок 16, а) постоянного по длине сечения требуется:

- 1) определить значение моментов  $M_2$  и  $M_3$ , соответствующие передаваемым мощностям  $P_2$  и  $P_3$ , а также уравновешивающий момент  $M_1$ ;
- 2) построить эпюру крутящих моментов;
- 3) определить требуемый диаметр вала из расчётов на прочность и жёсткость, полагая по варианту (а) поперечное сечение вала – круг, по варианту (б) поперечное сечение вала – кольцо, имеющее соотношение диаметров  $\frac{d_0}{d} = c = 0,8$ .

Принять:  $[\tau_k] = 30$  МПа;  $[\varphi_0] = 0,02$  рад/м =  $0,02 \cdot 10^3$  рад/мм;  $G = 8 \cdot 10^4$  МПа;  
 $P_2 = 52$  кВт;  $P_3 = 50$  кВт;  $\omega = 20$  рад/с.

Окончательно принимаемое значение диаметра вала округлим до ближайшего большего чётного или оканчивающегося на пять числа.

#### Решение.

1. Определяем внешние скручивающие моменты:



$$M_2 = \frac{P_2}{\omega} = \frac{52 \cdot 10^3}{20} = 2600 \text{ Нм};$$

$$M_3 = \frac{P_3}{\omega} = \frac{50 \cdot 10^3}{20} = 2500 \text{ Нм}.$$

2. Определяем уравновешивающий момент  $M_1$  :

$$\sum M_i = 0; M_1 - M_2 - M_3 = 0;$$

$$M_1 = M_2 + M_3 = 2600 + 2500 = 5100 \text{ Нм}.$$

3. Определяем крутящий момент по участкам вала:

$$M_{z1} = M_1 = 5100 \text{ Нм};$$

$$M_{z2} = M_1 - M_2 = 5100 - 2600 = 2500 \text{ Нм}.$$

Строим эпюру крутящих моментов  $M_z$  (рисунок 16, б).

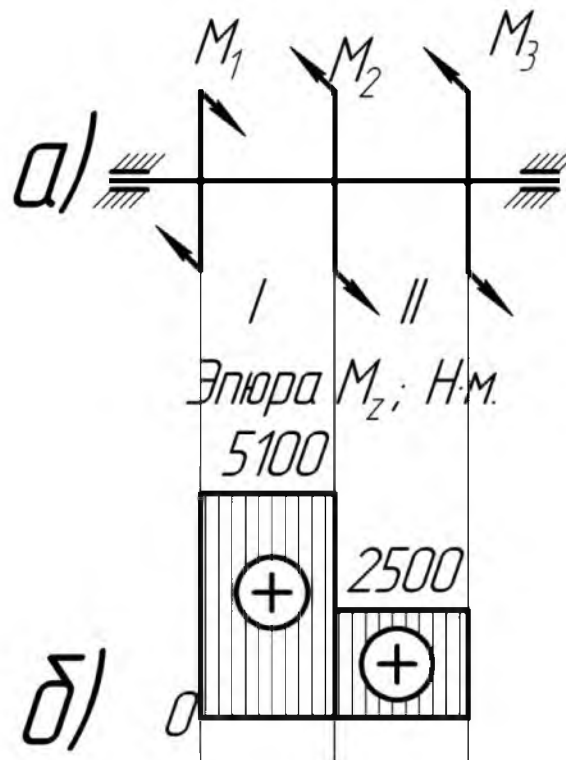


Рисунок 16.

Определяем диаметр вала из условий прочности и жёсткости:

$$M_{z \max} = 5100 \text{ Нм (рисунок 16, б)}$$

а) Сечение вала – круг.

Из условия прочности:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{z \max}}{\pi \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 30}} = 95,3 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d = 95$  мм.

Из условия жёсткости:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_{z \max}}{\pi \cdot G \cdot [\varphi_0]}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 5100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 0,02 \cdot 10^{-3}}} = 75,5 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d = 76$  мм.

Требуемый диаметр получился больше из расчета на прочность, поэтому его принимаем как окончательный  $d = 95$  мм.

б) Сечение вала – кольцо

Из условия прочности:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{z \max}}{\pi \cdot [\tau_k] \cdot (1 - c^4)}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 30 \cdot (1 - 0,8^4)}} = 113,6 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d = 114$  мм.

Из условия жесткости:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_{z \max}}{\pi \cdot G \cdot [\varphi_0] \cdot (1 - c^4)}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 5100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 0,02 \cdot 10^{-3} \cdot (1 - 0,8^4)}} = 86,1 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d = 86$  мм.

Окончательно принимаем наружный диаметр вала из условия прочности  $d = 114$  мм.

Тогда внутренний диаметр вала равен  $d_0 = d \cdot c = 114 \cdot 0,8 = 91,2$  мм.

Принимаем  $d_0 = 92$  мм.

**Третья задача (задачи 71 – 80).** К решению этой задачи следует приступить после изучения темы «Изгиб». Изгиб – это такой вид нагружения бруса, при котором в его поперечных сечениях возникают изгибающие моменты. В большинстве случаев одновременно с изгибающими моментами возникают и поперечные силы, такой изгиб называют поперечным; если поперечные силы не возникают, изгиб называют чистым. Изгибающий момент  $M_u$  в произвольном поперечном сечении бруса численно равен алгебраической сумме моментов внешних сил, действующих на отсеченную часть, относительно центра тяжести сечения:  $M_u = \sum M$ .

Поперечная сила в произвольном поперечном сечении бруса численно равна алгебраической сумме внешних сил, действующих на отсеченную часть:  $Q = \sum F$ . Причем все внешние силы и моменты действуют в главной продольной плоскости бруса и расположены перпендикулярно продольной оси бруса. Правило знаков для поперечной силы: силам, поворачивающим отсеченную часть балки относительно рассматриваемого сечения по ходу часовой стрелки, приписывается знак плюс (рисунок 17, а), а силам, поворачивающим отсеченную часть балки относительно рассматриваемого сечения против хода часовой стрелки, приписывается знак минус (рисунок 17, б).

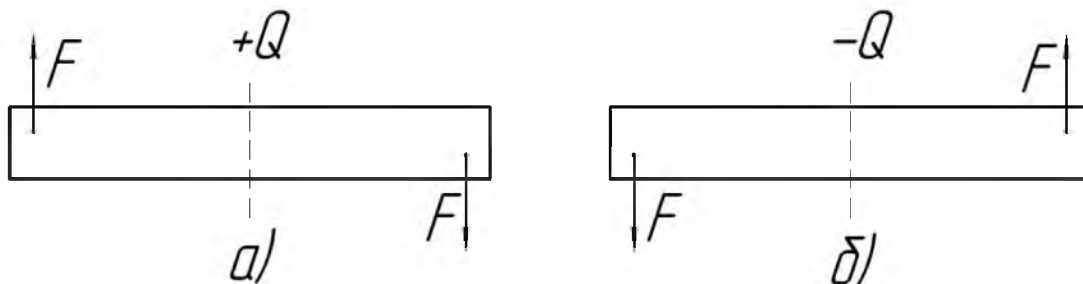


Рисунок 17.

Правило знаков для изгибающих моментов: внешним моментам, изгибающим мысленно закрепленную в рассматриваемом сечении отсеченную часть бруса выпуклостью вниз, приписывается знак плюс (рисунок 18, а), а моментам, изгибающим отсеченную часть бруса выпуклостью вверх – знак минус (рисунок 18, б).



Рисунок 18.

Между изгибающим моментом  $M_x$ , поперечной силой  $Q_y$  и интенсивностью распределенной нагрузки  $q$  существуют дифференциальные зависимости:

$$\frac{dM_x}{dz} = Q_y; \quad \frac{dQ_y}{dz} = q.$$

На основе метода сечений и дифференциальных зависимостей устанавливается взаимосвязь эпюр  $M_x$  и  $Q_y$  между собой и с внешней нагрузкой, поэтому достаточно вычислить ординаты эпюр для характерных сечений и соединить их линиями. Характерными являются сечения балки, где приложены сосредоточенные силы и моменты (включая опорные сечения), а также сечения, ограничивающие участки с равномерно распределенной нагрузкой.

Приведем некоторые правила построения эпюр.

Для эпюры поперечных сил:

1. На участке, нагруженном равномерно распределенной нагрузкой, эпюра изображается прямой, наклонной к оси балки.
2. На участке, свободном от распределенной нагрузки, эпюра изображается прямой, параллельной оси балки.
3. В сечении балки, где приложена сосредоточенная пара сил, поперечная сила не изменяет значения.
4. В сечении, где приложена сосредоточенная сила, значение поперечной силы меняется скачкообразно на значение, равное приложенной силе.
5. В концевом сечении балки поперечная сила численно равна сосредоточенной силе (активной или реактивной), приложенной в этом сечении. Если в концевом сечении балки не приложена сосредоточенная сила, то поперечная сила в этом сечении равна нулю.

Для эпюры изгибающих моментов:

1. На участке, нагруженном равномерно распределенной нагрузкой, эпюра моментов изображается квадратичной параболой. Выпуклость параболы направлена навстречу нагрузке.
2. На участке, свободном от равномерно распределенной нагрузки, эпюра моментов изображается прямой линией.
3. В сечении балки, где приложена сосредоточенная пара сил, изгибающий момент меняется скачкообразно на значение, равное моменту приложенной пары.

4. Изгибающий момент в концевом сечении балки равен нулю, если в нем не приложена сосредоточенная пара сил. Если же в концевом сечении приложена активная или реактивная пара сил, то изгибающий момент в сечении равен моменту приложенной пары.
5. На участке, где поперечная сила равна нулю, балка испытывает чистый изгиб, и эпюра изгибающих моментов изображается прямой, параллельной оси балки.
6. Изгибающий момент принимает экстремальное значение в сечении, где эпюра поперечных сил проходит через нуль, меняя знаки « + » на « - » или с « - » на « + ».

В рассматриваемой задаче требуется построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов, а также подобрать размеры поперечного сечения балки, выполненной из прокатного профиля – двутавра.

Условие прочности для балок с сечениями, симметричными относительно нейтральной оси, имеет вид:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{x\max}}{W_x} \leq [\sigma],$$

где  $W_x$  – осевой момент сопротивления сечения.

Для подбора сечения балки (проектного расчета) из условия прочности определяют необходимое значение осевого момента сопротивления:

$$W_x \geq \frac{M_{x\max}}{[\sigma]}.$$

По найденному моменту сопротивления  $W_x$  подбирают соответствующее сечение по сортаменту.

Для закрепленной одним концом балки строить эпюры целесообразно со свободного конца (чтобы избежать определения опорных реакций в заделке).

Последовательность решения задачи:

1. Балку разделить на участки по характерным сечениям.
2. Определить вид эпюры поперечных сил на каждом участке в зависимости от внешней нагрузки, вычислить поперечные силы в характерных сечениях и построить эпюру поперечных сил.
3. Определить вид эпюры изгибающих моментов на каждом участке в зависимости от внешней нагрузки, вычислить изгибающие моменты в характерных сечениях и построить эпюру изгибающих моментов.
4. Для данной балки, имеющей по всей длине постоянное поперечное сечение, выполнить проектный расчет, т.е. определить  $W_x$  в опасном сечении, где изгибающий момент имеет наибольшее по модулю значение.

**Пример 3.** Для данной консольной балки (поперечное сечение – двутавр,  $[\sigma] = 160$  МПа, построить эпюры  $Q_y$  и  $M_x$  и подобрать сечение по сортаменту.

Делим балку на участки по характерным точкам О, В, С, (рисунок 19, а).

Определяем ординаты и строим эпюру  $Q_y$  (рисунок 19, б):

$$Q_{O_{лев}} = -F = -20 \text{ кН};$$

$$Q_B = -F = -20 \text{ кН};$$

$$Q_C = q \cdot CB - F = 5 \cdot 6 - 20 = 10 \text{ кН};$$

$$Q_{D_{пр}} = q \cdot CB - F = 5 \cdot 6 - 20 = 10 \text{ кН}.$$

Определяем ординаты и строим эпюру  $M_x$  (рисунок 19, в):

$$M_O = 0;$$

$$M_{B_{\text{нр.}}} = F \cdot OB = 20 \cdot 2 = 40 \text{ кНм};$$

$$M_{B_{\text{лев.}}} = F \cdot OB - M = 20 \cdot 2 - 10 = 30 \text{ кНм};$$

$$M_C = F \cdot OC - M - \frac{q \cdot CB^2}{2} = 20 \cdot 8 - 10 - \frac{5 \cdot 6^2}{2} = 60 \text{ кНм};$$

$$M_D = F \cdot OD - M - q \cdot CB \cdot \left( \frac{CB}{2} + DC \right) = 20 \cdot 10 - 10 - 5 \cdot 6 \cdot 5 = 40 \text{ кНм}.$$

Для определения экстремального значения момента в сечении  $K$ , где  $Q_y = 0$ , определяем длину  $KB$ .

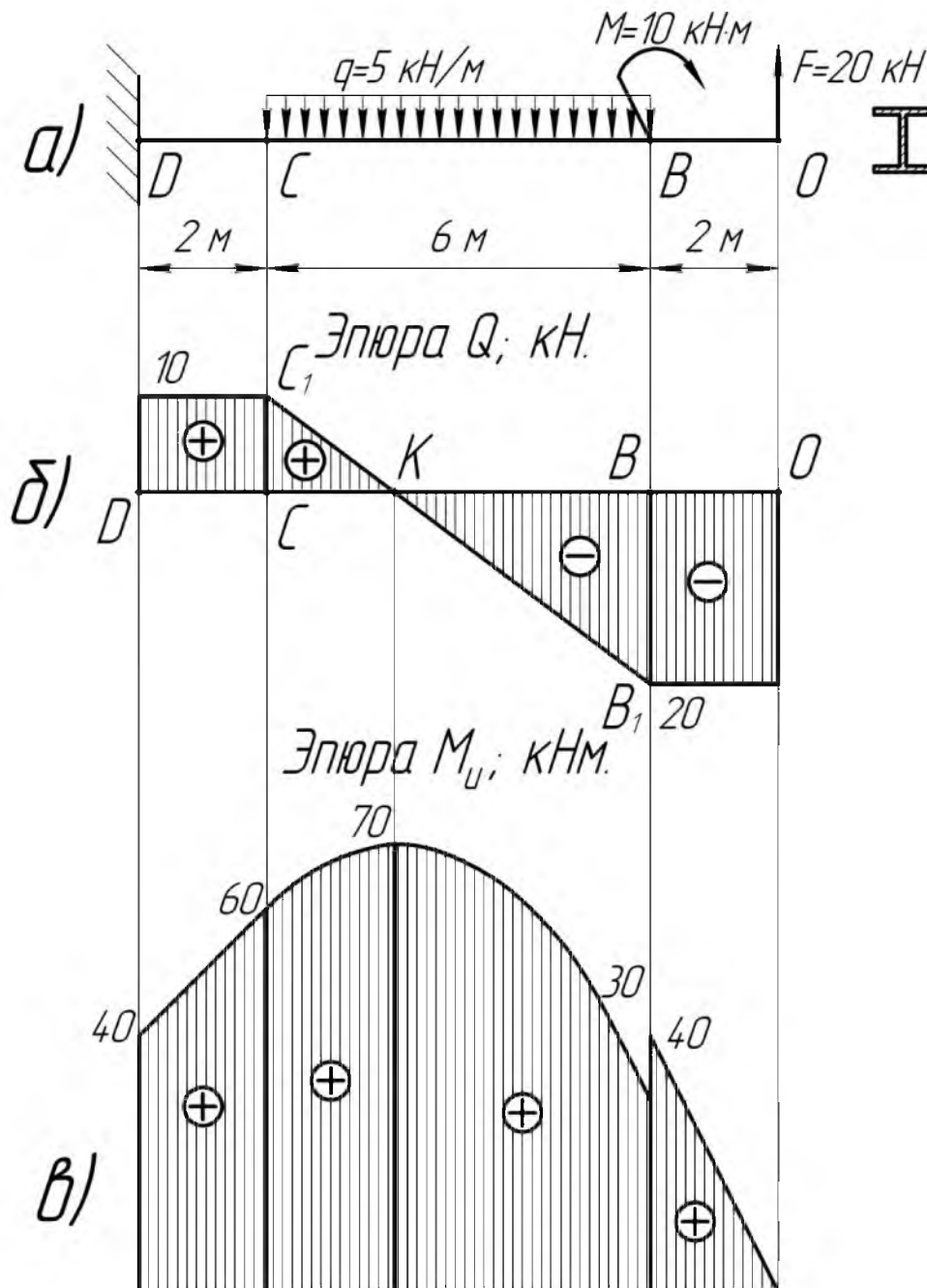


Рисунок 19.

$\Delta CC_1K$  подобен  $\Delta KBV_1$  (рисунок 19, б), отсюда:

$$\frac{CC_1}{BB_1} = \frac{CB - KB}{KB};$$

$$CC_1 \cdot KB = BB_1 \cdot CB - BB_1 \cdot KB;$$

$$KB \cdot (CC_1 + BB_1) = BB_1 \cdot CB;$$

$$KB = \frac{BB_1 \cdot CB}{CC_1 + BB_1} = \frac{20 \cdot 6}{10 + 20} = 4 \text{ м.}$$

$$M_K = F \cdot OK - M - \frac{q \cdot KB^2}{2} = 20 \cdot 6 - 10 - \frac{5 \cdot 4^2}{2} = 70 \text{ кНм.}$$

4. Исходя из эпюры  $M_x$  (рисунок 19, в):  $M_{x \max} = 70 \text{ кНм.}$

$$W_x = \frac{M_{x \max}}{[\sigma]} = \frac{70 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 0,438 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 438 \text{ см}^3.$$

В соответствии с ГОСТ 8240 – 89 выбираем двутавр № 30.

**Четвертая задача (задачи 81 – 90).** Для того чтобы решить пятую задачу, необходимо внимательно изучить тему «Изгиб», а также приведенный далее пример.

Последовательность решения задачи та же, что и четвертой. Отличие лишь в том, что пятую задачу начинают решать с определения реакций опор балки и проверки правильности найденных реакций.

**Пример 5.** Для заданной двухопорной балки (рисунок 20, а) определить реакции опор, построить эпюры поперечных сил, изгибающих моментов и определить размеры поперечного сечения ( $h, b, d$ ) в форме прямоугольника или круга, приняв

для прямоугольника  $\frac{h}{b} = 1,5$ . Считать  $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ .

**Решение.**

1. Определяем опорные реакции и проверяем их найденные значения:

$$\sum M_D = 0; \quad \sum M_D = -M_1 + F_2 \cdot CD + M_2 + R_B \cdot BD - F_1 \cdot OD = 0;$$

$$R_B = \frac{M_1 - F_2 \cdot CD - M_2 + F_1 \cdot OD}{BD} = \frac{20 - 30 \cdot 6 - 10 + 18 \cdot 15}{10} = 10 \text{ кН};$$

$$\sum M_B = 0; \quad \sum M_B = -F_1 \cdot OB + M_2 - F_2 \cdot BC - R_D \cdot BD - M_1 = 0;$$

$$R_D = \frac{-F_1 \cdot OB + M_2 - F_2 \cdot BC - M_1}{BD} = \frac{-18 \cdot 5 + 10 - 30 \cdot 4 - 20}{10} = -22 \text{ кН.}$$

Так как реакция  $R_D$  получилась со знаком минус, то изменяем ее первоначальное направление на противоположное. Истинное направление реакции  $R_D$  – вниз (рисунок 20, б).

$$\text{Проверка: } \sum Y_i = -F_1 + R_B + F_2 - R_D = -18 + 10 + 30 - 22 = 0.$$

Условие статистики  $\sum Y_i = 0$  выполняется, следовательно, реакции опор определены верно. При построении эпюр используем только истинные направления реакций опор.

2. Делим балку на участки по характерным сечениям  $O, B, C, D$  (рисунок 20, б).

3. Определяем в характерных сечениях значения поперечной силы  $Q_y$  и строим эпюру слева направо (рисунок 20, в):

$$Q_{O_{\text{пра}}} = -F_1 = -18 \text{ кН};$$

$$Q_{B_{\text{лев}}} = -F_1 = -18 \text{ кН};$$

$$Q_{B_{\text{пра}}} = -F_1 + R_B = -18 + 10 = -8 \text{ кН};$$

$$Q_{C_{\text{лев}}} = -F_1 + R_B = -18 + 10 = -8 \text{ кН};$$

$$Q_{C_{\text{пра}}} = -F_1 + R_B + F_2 = -18 + 10 + 30 = 22 \text{ кН};$$

$$Q_{D_{\text{лев}}} = -F_1 + R_B + F_2 = -18 + 10 + 30 = 22 \text{ кН}.$$

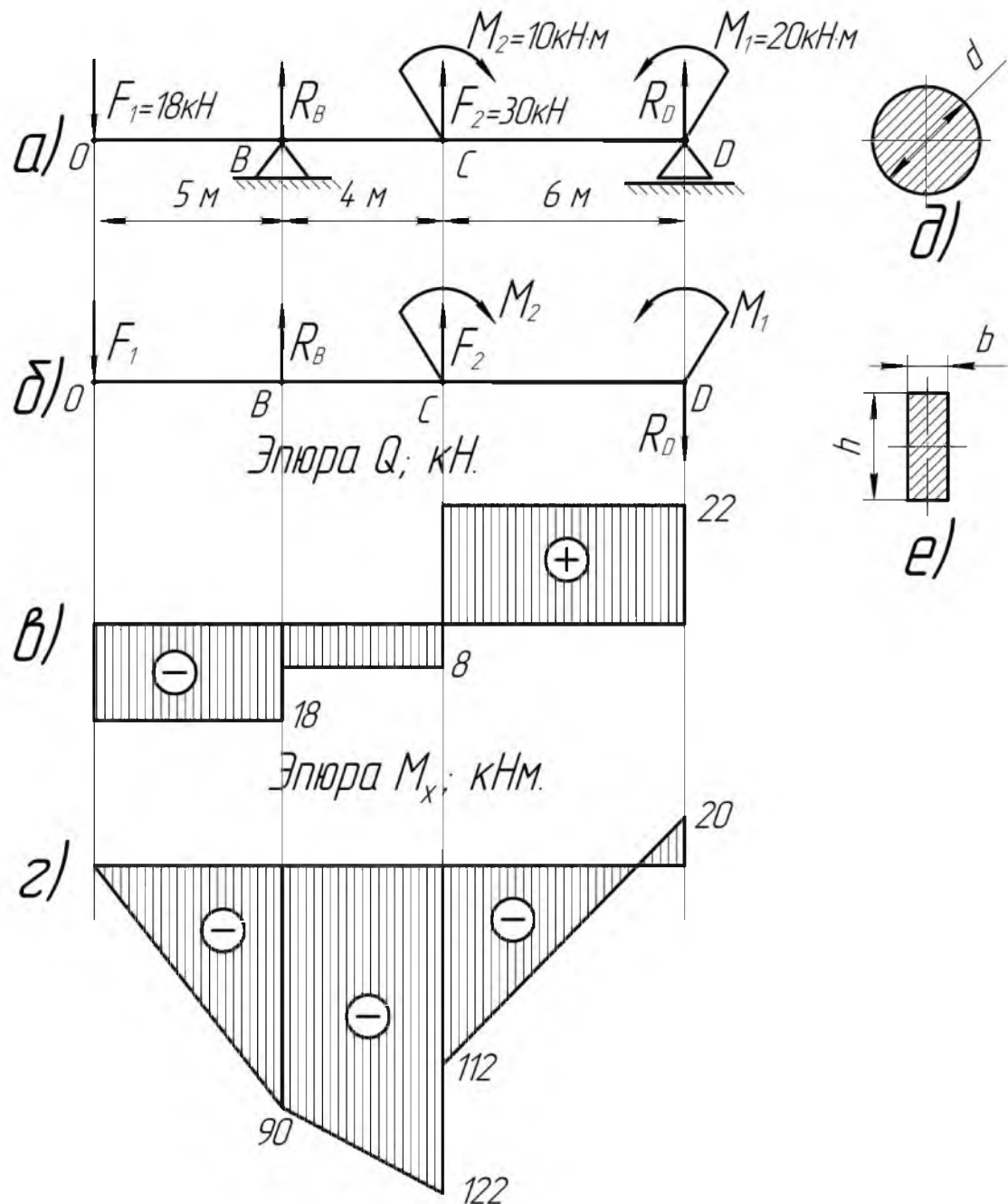


Рисунок 20.

4. Вычисляем в характерных сечениях значения изгибающего момента  $M$  и строим эпюру (рисунок 20, г):

$$M_O = 0;$$

$$M_B = -F_1 \cdot OB = -18 \cdot 5 = -90 \text{ кНм};$$

$$M_{C_{\text{лев}}} = -F_1 \cdot OC + R_B \cdot BC = -18 \cdot 9 + 10 \cdot 4 = -122 \text{ кНм};$$

$$M_{C_{np.}} = -F_1 \cdot OC + R_B \cdot BC + M_2 = -18 \cdot 9 + 10 \cdot 4 + 10 = -112 \text{ кНм};$$

$$M_{D_{лев.}} = -F_1 \cdot OD + R_B \cdot BD + M_2 + F_2 \cdot CD = -18 \cdot 15 + 10 \cdot 10 + 10 + 30 \cdot 6 = 20 \text{ кНм}.$$

5. Вычисляем размеры сечения данной балки из условий прочности на изгиб по двум вариантам:

а) сечение – прямоугольник с заданным соотношением сторон (рисунок 20, е);

б) сечение – круг (рисунок 20, д).

Вычисление размеров прямоугольного сечения:

$$W_x = \frac{M_{x_{\max}}}{[\sigma]} = \frac{122 \cdot 10^3}{160} = 0,762 \cdot 10^6 \text{ мм}^3.$$

Используя формулу  $W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}$  и учитывая, что  $h = 1,5 \cdot b$ , находим

$$b = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot W_x}{2,25}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 0,762 \cdot 10^6}{2,25}} = 127 \text{ мм};$$

Используя формулу  $W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ , находим диаметр круглого сечения

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_x}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,762 \cdot 10^6}{3,14}} = 198 \text{ мм}.$$

**К задаче 91** литература: (3, с. 321 – 336); (5, с. 416 – 429, пример 3.6).

Последовательность решения задачи:

1. Начертить расчетную схему нагружения вала силами, а также опорными реакциями в двух взаимно перпендикулярных плоскостях  $xu$  и  $xz$ .
2. Определить опорные реакции в вертикальной плоскости ( $xu$ )  $R_{1B}$  и  $R_{2B}$  от силы  $F_r = 0,36 \cdot F_t$  и в горизонтальной плоскости ( $xz$ )  $R_{1r}$  и  $R_{2r}$  от силы  $F_t$ ,  
 $R_{1r} = R_{2r} = \frac{F_t}{2}$  и  $R_{1B} = R_{2B} = \frac{F_r}{2}$ .
3. Определить результирующие (суммарные) радиальные реакции подшипников. Ввиду симметричного расположения нагрузок  $F_t$  и  $F_r$  относительно опор:

$$R_{r1} = \sqrt{R_{1B}^2 + R_{1r}^2};$$

$$R_{r2} = \sqrt{R_{2B}^2 + R_{2r}^2}.$$

4. Ввиду отсутствия осевой силы  $F_a$  выбирают шарикоподшипники радиальные однорядные  $F_a = 0$ . По заданному диаметру цапфы вала  $d$  принять шарикоподшипник легкой серии с указанием его условного обозначения и выписать из таблицы ГОСТа его динамическую грузоподъемность  $C_r$  (см. табл. 24.1 учебника (3)).
5. По условию задачи принять расчетные коэффициенты:  $V = 1$  (вращается внутреннее кольцо);  $K_T = 1$  ( $t \leq 100^\circ \text{C}$ );  $K_B$  принять по табл. учебника (3, с. 331) или по учебнику (5, с. 425).
6. Определить эквивалентную нагрузку для радиального шарикоподшипника



$$R_E = R_r \cdot V \cdot K_B \cdot K_T.$$

7. Определить расчетную долговечность подшипников:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^3,$$

где  $L_{10h}$  – в ч,  $n$  – в об/мин.

Полученное значение  $L_{10h}$  должно быть больше требуемого  $L_{10h} \geq L_{hmpе\bar{a}}$ , в противном случае необходимо принять подшипник средней серии и повторить расчет.

**К задаче 92** литература та же, что и к задаче 91.

Последовательность решения задачи:

1. Вычертить расчетную схему нагружения вала силами  $F_t$  и  $F_r$ , а также опорными реакциями в двух взаимно перпендикулярных плоскостях  $xu$  и  $xz$ .
2. Определить опорные реакции в вертикальной плоскости  $R_{1B}$  и  $R_{2B}$  от силы  $F_r$  и в горизонтальной плоскости  $R_{1r}$  и  $R_{2r}$  от силы  $F_t$ . Ввиду симметричного расположения сил  $F_t$  и  $F_r$  относительно опор  $R_{1r} = R_{2r} = \frac{F_t}{2}$  и  $R_{1B} = R_{2B} = \frac{F_r}{2}$ , причём  $F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$ .
3. Определить суммарные радиальные опорные реакции подшипников:

$$R_{r1} = \sqrt{R_{1B}^2 + R_{1r}^2};$$

$$R_{r2} = \sqrt{R_{2B}^2 + R_{2r}^2}.$$

4. Ввиду уравнивания осевых сил на полушевронах колес осевая сила равна нулю  $F_a = 0$ , поэтому выбирают роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами.
5. По заданному диаметру вала  $d$  принять роликоподшипник легкой серии с указанием условного обозначения и выписать динамическую грузоподъемность  $C_r$  по таблицам ГОСТа.
6. По условию задачи расчетные коэффициенты  $V$ ,  $K_B$ ,  $K_T$  принять по (3, с. 331) или (5, с. 425).
7. Определить эквивалентную нагрузку для радиального роликоподшипника  $R_E = R_r \cdot V \cdot K_B \cdot K_T$ .
8. Определить расчетную долговечность роликоподшипника:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^{3,33}.$$

Полученное значение  $L_{10h}$  должно быть больше требуемого  $L_{10h} \geq L_{hmpе\bar{a}}$ , в противном случае необходимо принять подшипник средней серии и повторить расчет.

**К задаче 93** литература: (3, с. 321 – 336, пример 24.2); (5, с. 416 – 429).

Последовательность решения задачи:

1. По заданному диаметру вала  $d$  выбрать роликоподшипник конической однорядной легкой серии с указанием его условного обозначения и выписать из таблицы ГОСТа значение его динамической грузоподъемности  $C_r$ , статической грузоподъемности  $C_o$ , размеры подшипника  $d$ ,  $D$ ,  $T$  и коэффициенты осевого нагружения  $e$  и  $Y$ .
2. Вычертить расчетную схему нагружения вала силами  $F_{t1}$ ,  $F_{r1}$  и  $F_{a1}$ , а также опорными реакциями в двух взаимно перпендикулярных плоскостях  $xu$  и  $xz$ .
3. Определить расстояние от торцов подшипников до точек приложения опорных реакций (см. рис. 7)  $a = 0,5 \cdot T + \frac{D}{6} \cdot e$ .
4. Определить опорные реакции подшипников в вертикальной и горизонтальной плоскостях. По рис. 7 расстояние между точками приложения радиальных реакций равно  $2 \cdot \frac{D}{6}$ . Поэтому:

$$R_{1B} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{D}{6} - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{2 \cdot \frac{D}{6}};$$

$$R_{2B} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{D}{6} - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{2 \cdot \frac{D}{6}}.$$

Ввиду симметричного расположения силы  $F_t$  относительно опор  $R_{1r} = R_{2r} = \frac{F_t}{2}$ .

5. Определить суммарные радиальные опорные реакции подшипников:

$$R_{r1} = \sqrt{R_{1B}^2 + R_{1r}^2};$$

$$R_{r2} = \sqrt{R_{2B}^2 + R_{2r}^2},$$

получается что  $R_{r1} < R_{r2}$ .

6. Определить осевые составляющие сил  $R_a$ :

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1} \text{ и } R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2}.$$

7. Определить результирующие осевые нагрузки подшипников  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$  по схеме осевых сил по табл. учебника (3, с. 333) или учебнику (5, с. 427).  $R_{s1} < R_{s2}$ , но  $F_{a1} > R_{s2} - R_{s1}$ . Поэтому результирующие осевые нагрузки  $R_{a1} = R_{s1}$  и  $R_{a2} = R_{s1} + F_{a1}$ .

8. Принять расчетные коэффициенты  $V$ ,  $K_B$ ,  $K_T$  (см. п. 6 задачи 92).
9. Выбрать коэффициенты радиальной  $X$  и осевой  $Y$  нагрузок по таблице ГОСТа подшипников (см. п. 1 данной задачи) и определить эквивалентные нагрузки на подшипники.

9. Для подшипника 2 обычно, если отношение  $\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{r2}} < e$ , то  $X = 1$ ,  $Y = 0$ , и эквивалентная нагрузка  $R_{E2} = R_{r2} \cdot V \cdot K_B \cdot K_T$ .

Для подшипника 1 обычно, если отношение  $\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r1}} > e$ , то тогда  $X = 0,4$ , а коэффициент  $Y$  принимается по таблице ГОСТа для данного подшипника. В этом случае эквивалентная нагрузка  $R_{E1} = \sqrt{R_{r1} \cdot V \cdot X + Y \cdot R_{a1}} \cdot K_B \cdot K_T$ . Возможен случай, когда  $\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{r2}} > e$  и  $\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r1}} < e$ .

10. Определить расчетную долговечность  $L_{10h}$ , ч для более нагруженного роликоподшипника:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C_r}{R_{E \max}} \right)^{3,33}.$$

Полученное значение  $L_{10h}$  должно быть больше требуемого  $L_{10h} \geq L_{\text{требуемая}}$ , в противном случае необходимо принять подшипник средней серии и повторить расчет.

**К задаче 94** литература: (3, с. 321 – 338); (5, с. 416 – 428).

Последовательность решения задачи:

1. Принять расчетные коэффициенты  $K_B$  и  $K_T$  по условию задачи. Коэффициент безопасности  $K_B$  принять по табл. учебника (3, с. 331) или учебнику (5, с. 425). Температурный коэффициент принять  $K_T = 1$  ( $t \leq 100^\circ \text{C}$ ).
2. Определить эквивалентную нагрузку для шариковых упорных подшипников:  $R_E = F_a \cdot K_B \cdot K_T$ , кН.
3. Определить требуемую динамическую грузоподъемность, кН:

$$C_{r \text{мп.}} = R_E \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6}}.$$

4. Для заданного диаметра вала  $d$  принять подшипник легкой серии, выписать значение его динамической грузоподъемности  $C_r$  по табл. ГОСТа и сравнить с требуемой динамической грузоподъемностью  $C_{r \text{мп.}}$ . Если  $C_r > C_{r \text{мп.}}$ , то определить расчетную долговечность подшипника, ч

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^3$$

и считать расчет законченным. Записать условное обозначение упорного шарикоподшипника. Если  $C_r < C_{r \text{мп.}}$ , то надо принять подшипник средней серии и по вышеуказанной формуле вычислить  $L_{10h}$ .

**К задаче 95** литература: (3, с. 25 – 32, пример 1.1); (5, с. 268 – 272).

Последовательность решения задачи:

1. Из условия работы соединения на растяжение определить площадь сечения уголка (как стержня):  $A_{\text{уг.}} = \frac{F}{[\sigma_p]}$ , где  $F$  – в Н,  $[\sigma_p] = 160 \text{ Н/мм}^2$ ,  $A_{\text{уг.}}$  – в  $\text{мм}^2$ .

2. Выбрать ближайший уголок по стандарту по величине  $A_{yz}$ , см<sup>2</sup>. Указать выбранный номер равнобокого уголка, его площадь  $A_{yz}$  и размеры  $b$ ,  $d$  и  $z_o$ .
3. Определить допускаемое напряжение на срез нахлесточного шва  $[\tau_{cp}]' = 0,6 \cdot [\sigma_p]$ , Н/мм<sup>2</sup>.
4. Определить полную длину сварного шва из условия прочности на срез, приняв  $k = d : L_{ш} = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot [\tau_{cp}]}$ , где  $F$  – в Н;  $k$  – в мм.
5. Для обеспечения равномерно нагруженной конструкции длину лобового шва определить от вершины угла уголка по формуле  $l_n = 2 \cdot z_o$ , где  $z_o$  – расстояние от угла до центра тяжести площади уголка. Полученную величину увеличить для прочности до  $l_n = b$ . Тогда общую длину фланговых швов определить по формуле  $l_{\phi} = l_{ш} - l_n = l_{1\phi} + l_{2\phi}$ , где  $l_{1\phi}$  и  $l_{2\phi}$  – длина каждого из фланговых швов, которые определяют по формулам:  $l_{2\phi} = l_{\phi} \cdot \frac{z_o}{b}$  и  $l_{1\phi} = l_{\phi} - l_{2\phi}$ . Размеры  $l_n = b$ ;  $l_{1\phi}$  и  $l_{2\phi}$  округлить до целого числа в мм.

**К задаче 96** литература: (3, с. 25 – 32); (5, с. 268 – 272).

Последовательность решения задачи:

1. Определить допускаемое напряжение растяжения для сварного шва  $[\sigma_p]'$  по табл. 1.1 учебника (3) или по табл. 3.2 учебника (5).
2. Определить площадь поперечного сечения кольцевого сварного шва  $A_{мп.} = \frac{\pi \cdot (D^2 - D_1^2)}{4}$ , где  $D_1 = D - 2 \cdot s$  – внутренний диаметр трубы.
3. Из условия прочности сварного шва на растяжение определить допускаемую растягивающую силу  $[F] = [\sigma_p]' \cdot A_{мп.}$ , где  $[F]$  – в Н;  $[\sigma_p]'$  – в Н/мм<sup>2</sup>;  $A_{мп.}$  – мм<sup>2</sup>. Полученное значение величины выразить целым числом в кН.

**К задаче 97** литература: (3, с. 44 – 64); (5, с. 276 – 288, 293, 294). Последовательность решения задачи:

1. По табл. 3.3 учебника (3) для заданного класса прочности материала болта определить предел текучести  $\sigma_T$  и марку стали.
2. Для болтов из углеродистой стали без начальной затяжки определить допускаемое напряжение растяжения по формуле  $[\sigma_p] = 0,6 \cdot \sigma_T$ , Н/мм<sup>2</sup>.

3. Определить осевую нагрузку, растягивающую болт:

$$F_{расч} = \frac{2 \cdot F \cdot \sin \alpha}{z}, \quad F_{расч} \text{ – в Н.}$$

4. Определить из условия прочности на растяжение расчетный диаметр резьбы

$$\text{болта } d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{расч}}{\pi \cdot [\sigma_p]}}, \text{ мм.}$$

5. По табл. 3.1 учебника (3) принять диаметр резьбы  $d$  и шаг резьбы  $p$  по условию, что  $d \geq d_p + 0,94 \cdot p$ . Тогда расчетный диаметр резьбы будет равен  $d_p = d - 0,94 \cdot p$  (см. учебник 3, с. 62).
6. Найти площадь смятия балки под шайбой болта из условия прочности дерева на смятие  $A_{см} \geq \frac{F_{расч}}{[\sigma_{см}]}$ , где  $A_{см}$  – площадь смятия, мм<sup>2</sup>;  $[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение смятия принять для дерева 6Н/мм<sup>2</sup>.
7. Из формулы площади шайбы определить наружный диаметр шайбы.
4. Так как  $A_{см} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_o^2)}{4}$ , то  $D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot A_{см}}{\pi} + d_o^2}$ , где  $d_o = d + 1$  – внутренний диаметр шайбы, мм.

**К задаче 98** литература: (3, с. 44 – 69, пример 3.4); (5, с. 276 – 290, 293, 294).

Последовательность решения задачи:

1. По табл. 3.3 учебника (3) для заданного класса прочности материала болтов определить предел текучести  $\sigma_T$  и марку стали.
2. По табл. 3.4 учебника (3) принять значение требуемого коэффициента запаса прочности  $[s_T]$ , ориентируясь на диаметр резьбы болтов в интервале от 6 до 16мм, а затем определить допускаемое напряжение растяжения  $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s_T]}$ , Н/мм<sup>2</sup>.
3. Определить осевую нагрузку на один болт  $F = \frac{R_r}{2}$ .
4. Определить расчетную силу одного болта из условия сохранения плотности стыка соединяемых деталей с учетом влияния кручения при затяжке болта  $F_{расч} = [3 \cdot K_{зам} \cdot (-\chi) + \chi] \cdot F$ , Н.  
Коэффициент внешней нагрузки для соединения стальных (чугунных) деталей крышки и корпуса редуктора без прокладок принять  $\chi = 0,2$ ; коэффициент запаса предварительной затяжки при переменной нагрузке принять  $K_{зам} = 2,5$ . Расчетную силу одного болта можно также определить  $F_{расч} = K_{зам} \cdot K \cdot F$ , приняв  $K_{зам} = 1,3$ , коэффициент нагрузки  $K = 3$  по условию нераскрытия стыка при переменной нагрузке.
5. Определить из условия прочности на растяжение расчетный диаметр болта  $d_p \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{расч}}{\pi \cdot [\sigma_p]}}$ , где  $F_{расч}$  – в Н,  $[\sigma_p]$  – в Н/мм<sup>2</sup>,  $d_p$  – в мм.
6. По табл. 3.1 (3) принять диаметр резьбы  $d$  и шаг  $p$  по условию, что  $d \geq d_p + 0,94 \cdot p$  и округлить до стандартного значения.

**К задаче 99** литература (3, с. 44 – 66, пример 3.4).

Последовательность решения задачи:

1. По табл. 3.3. учебника (3) для заданного класса прочности материала болтов определить предел текучести  $\sigma_T$  и марку стали.
2. Определить допускаемое напряжение на срез болта  $[\tau_{cp}] = 0,25 \cdot \sigma_T$ , Н/мм<sup>2</sup>.
3. Определить поперечную силу среза, приходящуюся на один болт:  

$$F_r = \frac{F_t}{z} = \frac{2 \cdot T}{D_o \cdot z}$$
, где  $F_t = \frac{2 \cdot T}{D_o}$  – окружная сила; T – в Н·м;  $D_o$  – в м;  $F_r$  – в Н.
4. Из условия прочности болта на срез определить диаметр стержня болта:  

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot F_r}{\pi \cdot [\tau_{cp}]}}$$
, где  $[\tau_{cp}]$  – в Н/мм<sup>2</sup>;  $d_o$  – в мм. Полученное значение  $d_o$  округлить до целого числа миллиметров.
5. Назначить номинальный диаметр резьбы болта по условию  $d \leq d_o - \overbrace{(\dots 2)}^{\sim}$ , мм. Принять номинальный диаметр резьбы болта по табл. 3.1 учебника (3).

**К задаче 100** литература: (3, с. 198 – 204, пример 14.1).

Последовательность решения задачи:

1. Выбрать допускаемые напряжения на растяжение для заданных материалов винта и гайки: для винта  $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s_T]}$ , при коэффициенте запаса прочности  $[s_T] = 3$ , приняв  $\sigma_T$  для стали 45 по табл. 8.4 учебника (3), для бронзы в пределах  $[\sigma_T] = 34 \dots 44$  Н/мм<sup>2</sup> и на смятие бронзы в пределах  $[\sigma_{см}] = 42 \dots 55$  Н/мм<sup>2</sup> (см. (3, с. 203)).
  2. Выбрать допускаемое давление в резьбе для стали по бронзе  $[P_{изн.}]$  или  $[q]$  по учебнику (3, с. 203).
  3. Определить средний диаметр резьбы из условия износостойкости винтовой пары  

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot \psi_H \cdot \zeta \cdot [P_{изн.}]}}$$
, где  $\psi_H = 1,8$  – коэффициент высоты гайки;  $\zeta = 0,5$  – коэффициент рабочей высоты профиля резьбы;  $[P_{изн.}]$  – в Н/мм<sup>2</sup>,  $F$  – осевая сила, Н;  $d_2$  – в мм.
  4. По ГОСТ 9484-81 (табл. 3.2 учебника 3) принять стандартные параметры резьбы  $d$ ,  $p$ ,  $d_1$ ,  $d_2$ , мм.
  5. Проверить условие самоторможения винтовой пары  $\psi < \phi'$ . Для этого определить угол подъема однозаходной резьбы  $tg \psi = \frac{p}{\pi \cdot d_2}$  и найти угол  $\psi$  (в градусах и минутах). Найти приведенный угол трения  $\phi' = arctg \frac{f}{\cos 15^\circ}$ , так как  $tg \phi' = \frac{f}{\cos 15^\circ}$ .
- Значение коэффициента трения  $f$  принять по 3, с. 93.
6. Определить высоту гайки  $H$  и число витков резьбы  $z$  в гайке:  $H = \psi_H \cdot d_2$  и

$z = \frac{H}{p}$ . Если число витков получилось  $z > 10$ , то необходимо принять резьбу с

другими размерами и повторить расчет.

7. Определить наружный диаметр гайки  $D$  из условия прочности ее тела на растя-

жение и кручение  $D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{расч}}{\pi \cdot [\sigma_p]} + d^2}$ , принять  $F_{расч} = 1,3 \cdot F$  в Н;  $[\sigma_p]$  – в

Н/мм<sup>2</sup>;  $D, d$  – мм. Полученное значение  $D$  округлить.

8. Определить диаметр буртика гайки  $D_1$  из условия прочности на смятие

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma_{см}]} + D^2}.$$

Единицы величин, входящих в формулу, такие же, как в п. 7. Высоту буртика гайки принять  $a = 0,25 \cdot H$ .

9. Определить КПД винтовой пары  $\eta = \frac{tg \psi}{tg(\psi + \varphi')}$ .

10. Принять длину винта домкрата (высоту подъема) в пределах  $l_o = \dots 10 \cdot d$ , где  $d$  – наружный диаметр винта.