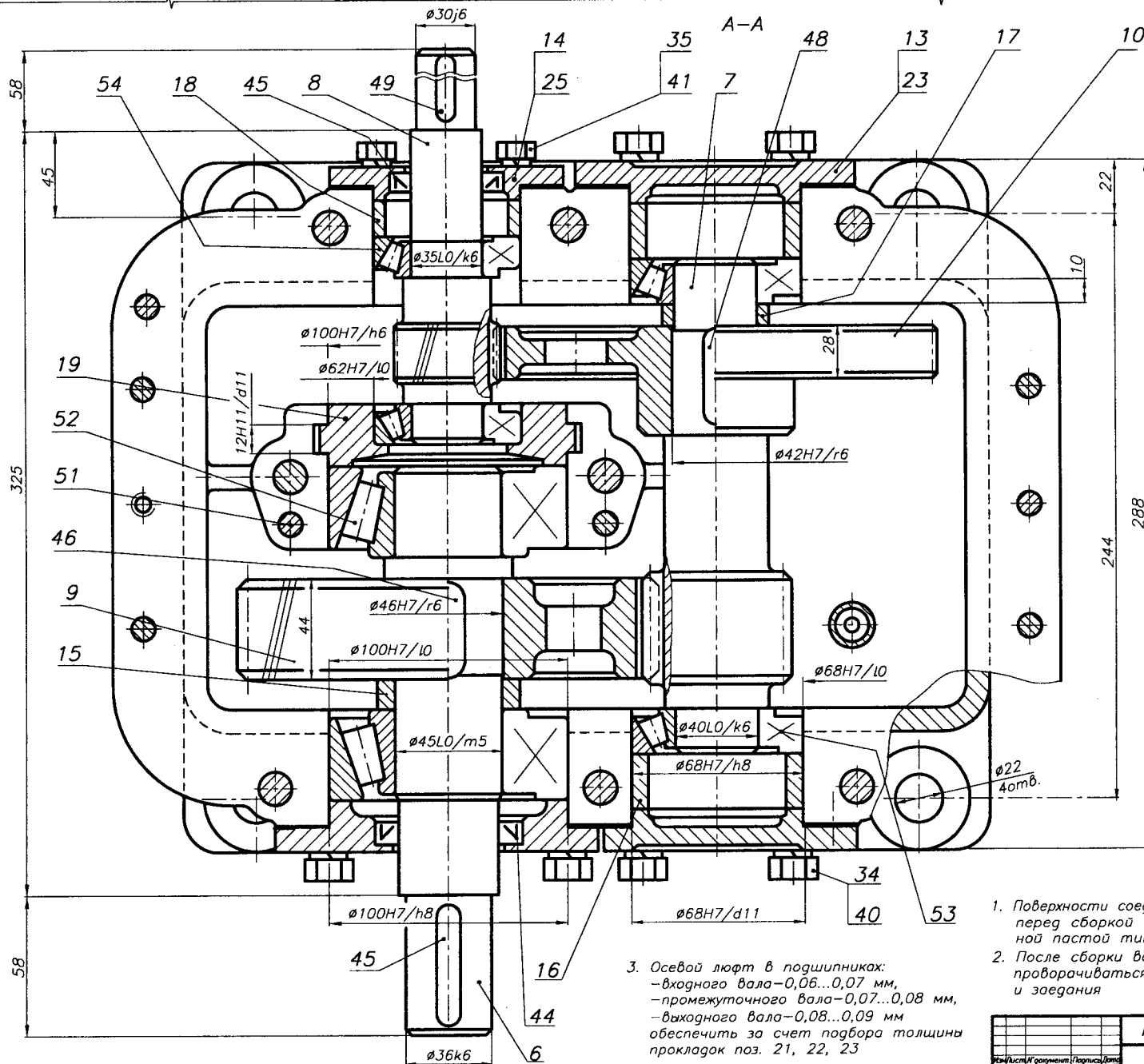


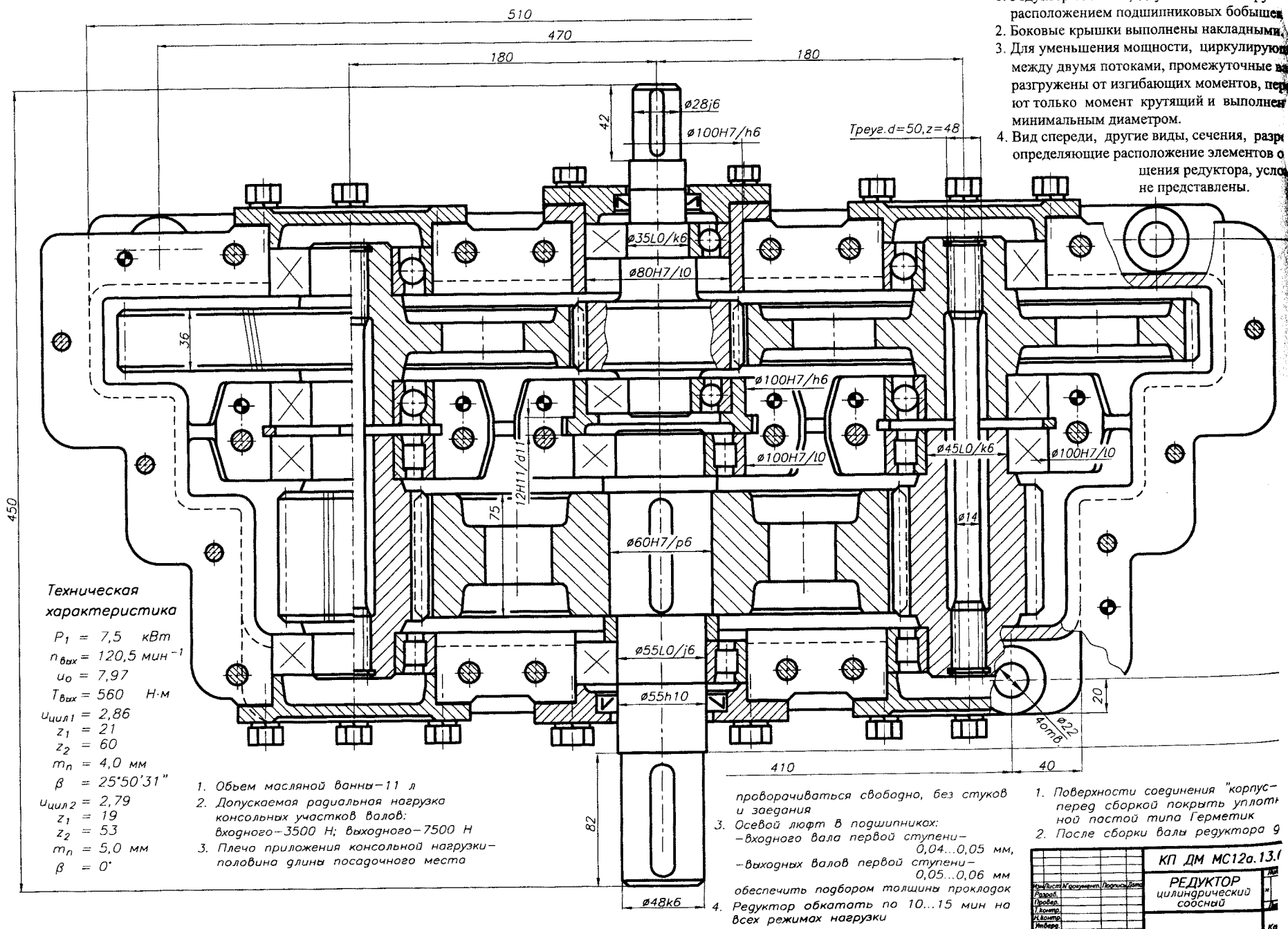


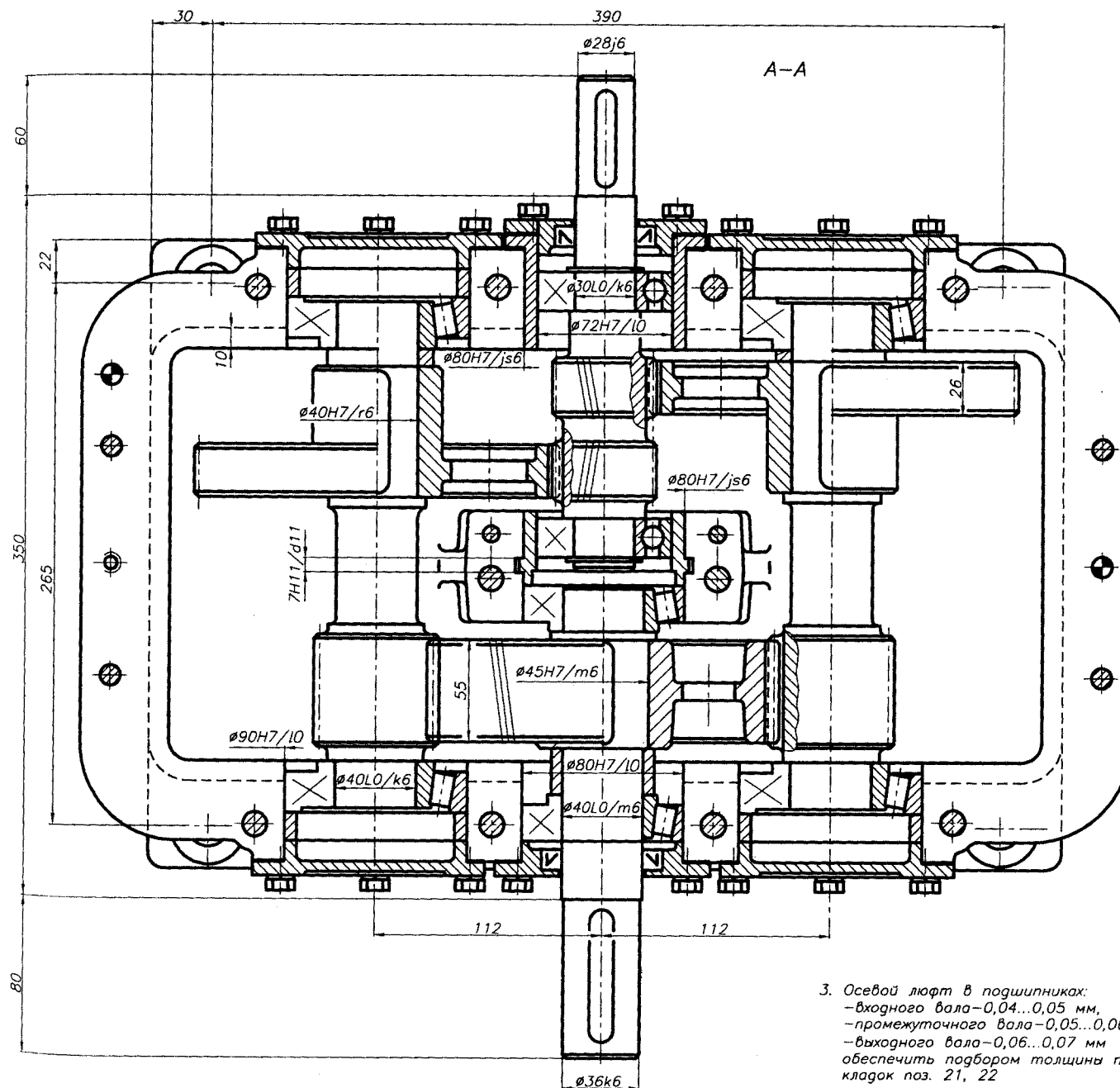
- Осевой люфт в подшипниках:
 - входного вала—0,06...0,07 мм,
 - промежуточного вала—0,07...0,08 мм,
 - выходного вала—0,08...0,09 мм
 обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 21, 22, 23
- Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания

КП ДМ МС12а.13.04.01.СБ			
РЕДУКТОР цилиндрический собственный			
Разработ.	Лист 1	Масса	Масштаб
Проект.	№	1:1	
Т. контр.	Лист 1	Лист 1	
Н. контр.	НТУ "ХПИ"		
Утверд.	Корпус ДМ и ПМ		
Соглас.			

Рис. 13.4.16





1. Редуктор соосный двухпоточный с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Для уменьшения мощности, циркулирующей между двумя патоками, входной вал выполнен с шевронным зацеплением.
3. Подшипники выходного и промежуточных валов установлены "в распор". Входной вал самоустанавливается шевронной шестерней относительно косозубых колес.
4. Боковые крышки - накладные.
5. Регулировка подшипников выходного и промежуточных валов осуществляется изменением толщины подкладок под боковыми крышками.
6. Вид спереди, другие виды, разрезы, сечения, определяющие расположение элементов оснащения редуктора, условно не представлены.

Техническая характеристика

$$P_1 = 5,5 \text{ кВт}$$

$$n_{\text{вх}} = 102,3 \text{ мин}^{-1}$$

$$U_o = 9,29$$

$$T_{\text{вх}} = 480 \text{ Н·м}$$

$$U_{\text{цел1}} = 3,81 \quad U_{\text{цел2}} = 2,44$$

$$Z_1 = 16 \quad Z_1 = 16$$

$$Z_2 = 61 \quad Z_2 = 39$$

$$m_n = 2,5 \text{ мм} \quad m_n = 3,5 \text{ мм}$$

$$\beta = 30^\circ 45' 13'' \quad \beta = 30^\circ 45' 13''$$

1. Объем масляной ванны—5,2 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного—6600 Н; выходного—8100 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

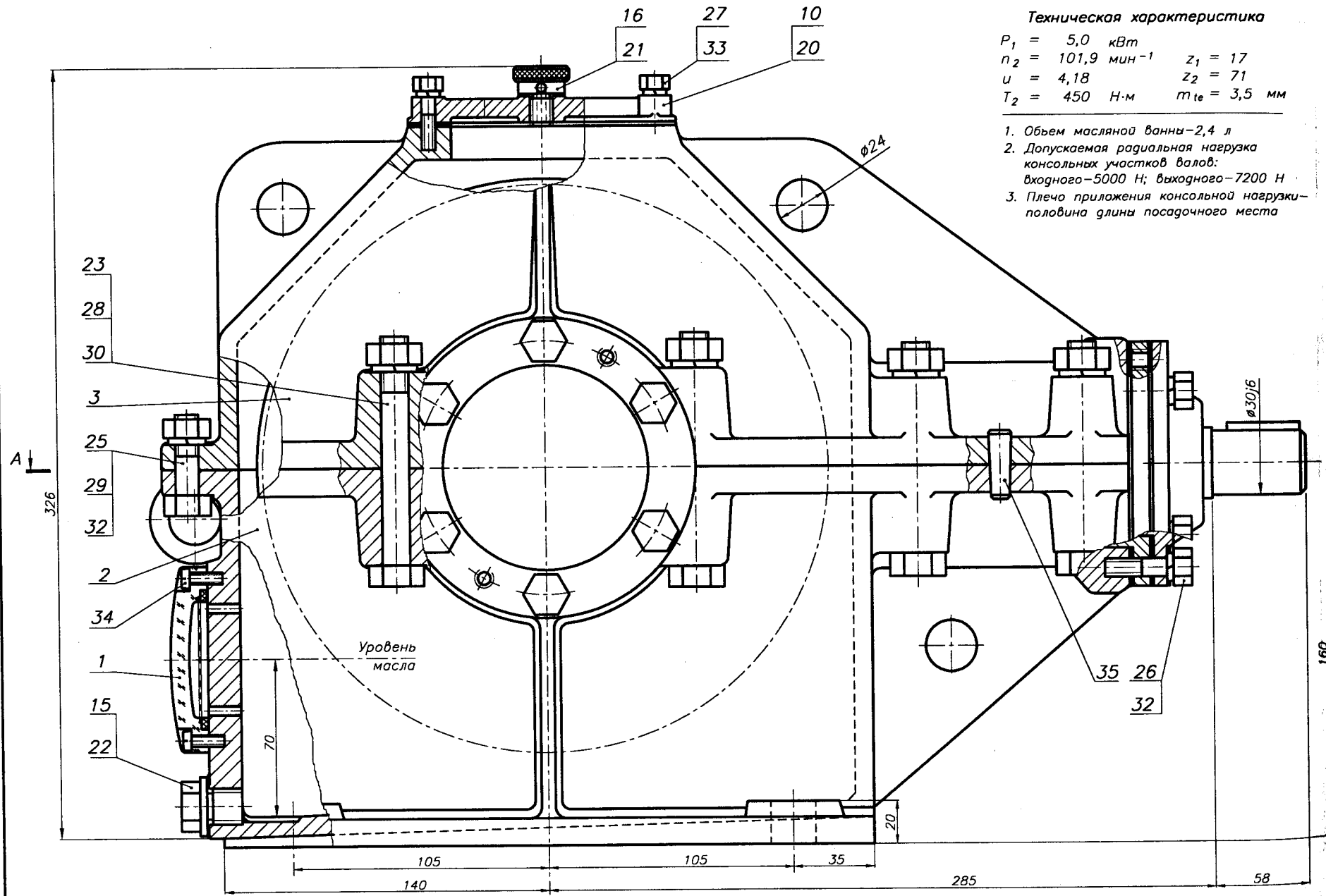
3. Осевой люфт в подшипниках:
—входного вала—0,04...0,05 мм,
—промежуточного вала—0,05...0,06 мм,
—выходного вала—0,06...0,07 мм
обеспечить подбором толщины прокладок поз. 21, 22
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус—крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания

КП ДМ МС12а.13.04.03.СБ		Лист	Масштаб
РЕДУКТОР цилиндрический соосный		1:1	
Разработчик	Проверенный	Лист	Листов
Конструктор	Утвержден	1	1
Начальник	Согласован		
Корректор			

Рис. 13.4.3

13.5. РЕДУКТОРЫ КОНИЧЕСКИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ

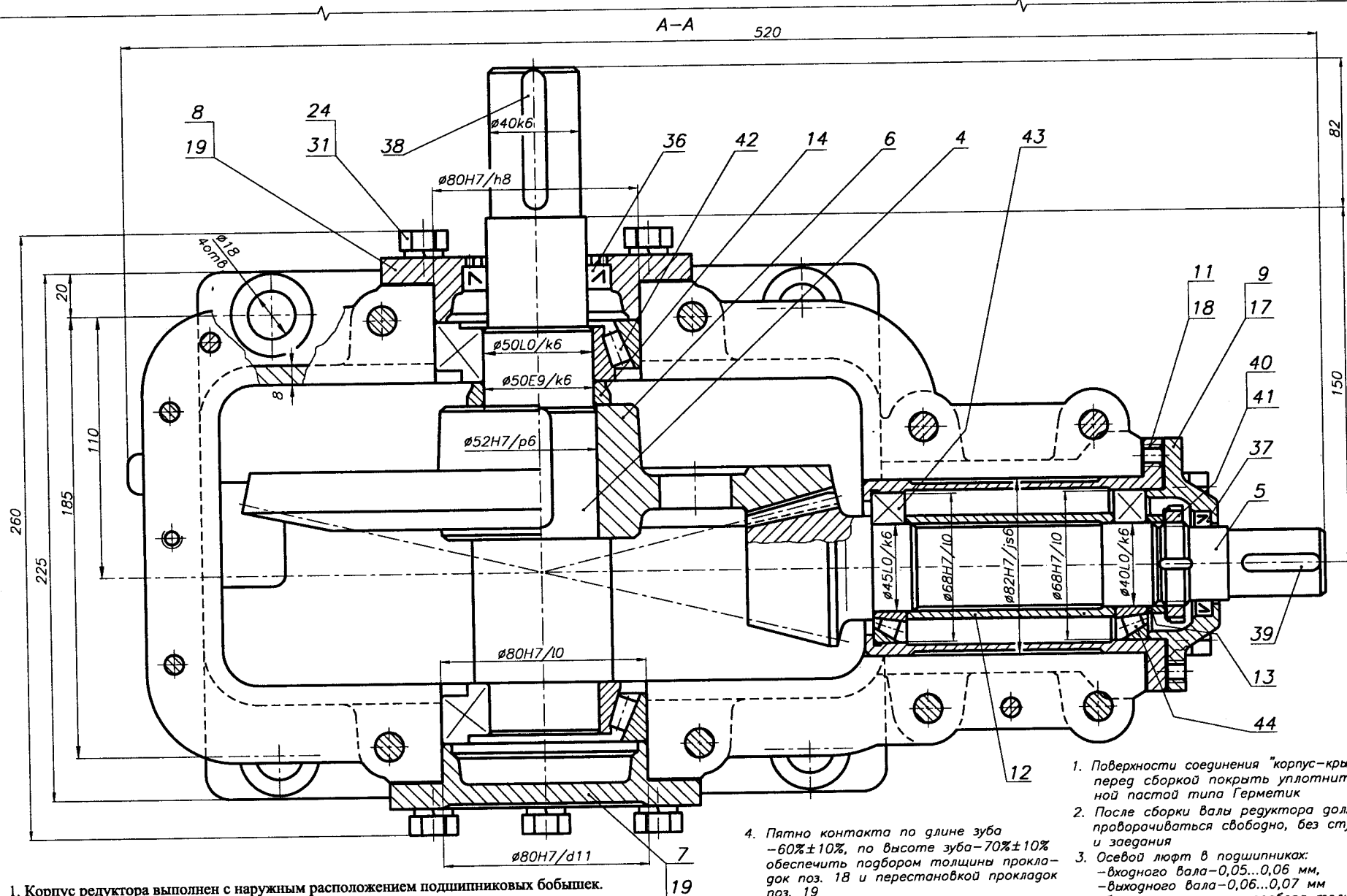


Техническая характеристика

$P_1 = 5,0$ кВт	
$n_2 = 101,9$ мин ⁻¹	$z_1 = 17$
$u = 4,18$	$z_2 = 71$
$T_2 = 450$ Н·м	$m_{te} = 3,5$ мм

1. Объем масляной ванны—2,4 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного—5000 Н; выходного—7200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

Рис. 13.5.1а



1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.

2. Подшипники установлены "в распор".

3. Крышки подшипников выполнены накладными.

4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 17 (вал 1) и поз. 19 (вал 2).

5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 18 (вал 1) и перестановкой прокладок поз. 19 (вал 2).

6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

4. Пятно контакта по длине зуба $-60\% \pm 10\%$, по высоте зуба $-70\% \pm 10\%$ обеспечить подбором толщины прокладок поз. 18 и перестановкой прокладок поз. 19

5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик

2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания

3. Осевой люфт в подшипниках:
- входного вала $-0,05...0,06$ мм,
- выходного вала $-0,06...0,07$ мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 17, 19

Рис. 13.5.16

КП ДМ МС12а.13.05.01.СБ			
РЕДУКТОР конический одноступенчатый			
Лист 11	Листов 1	Масштаб	1:1
БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ			

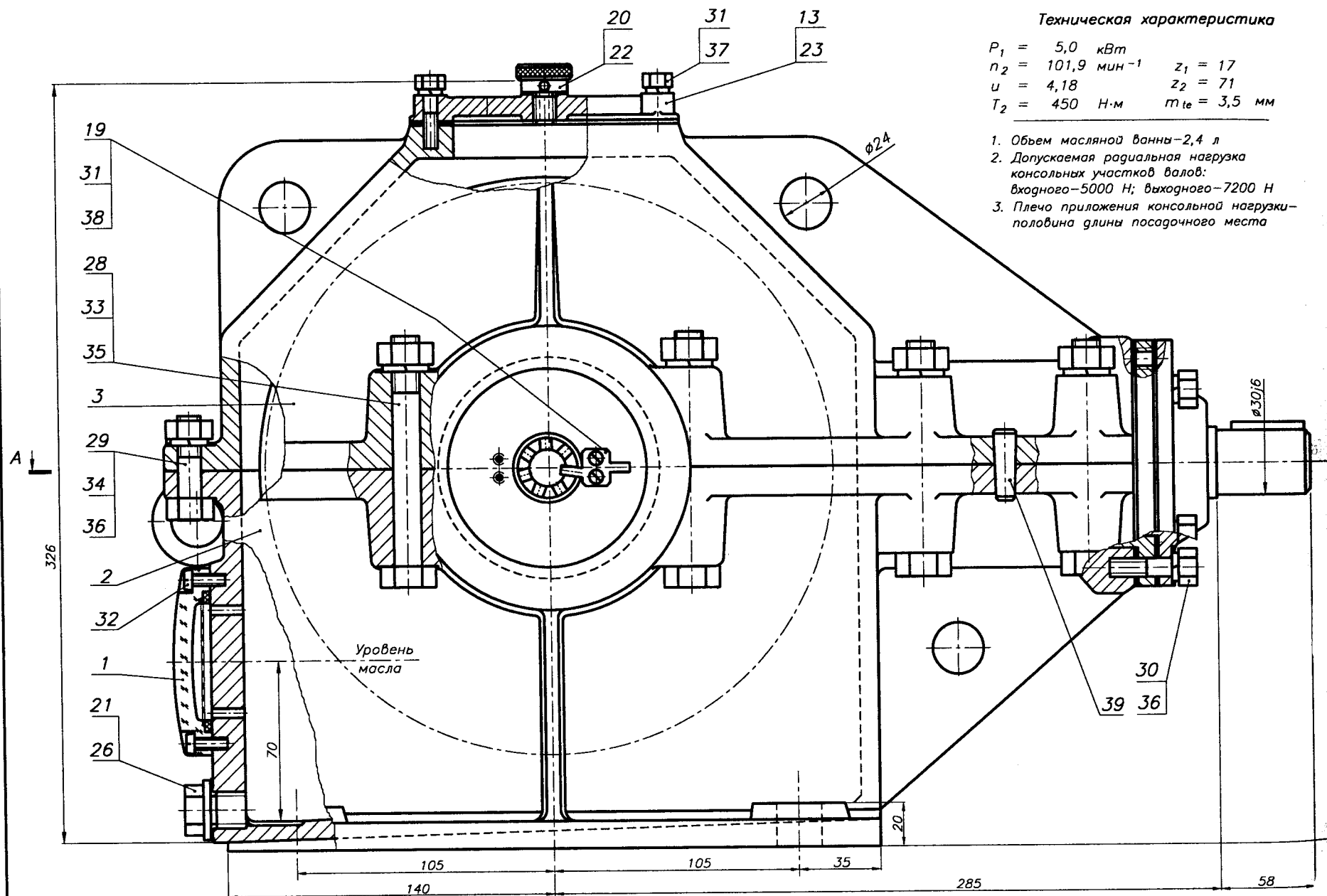


Рис. 13.5 2а

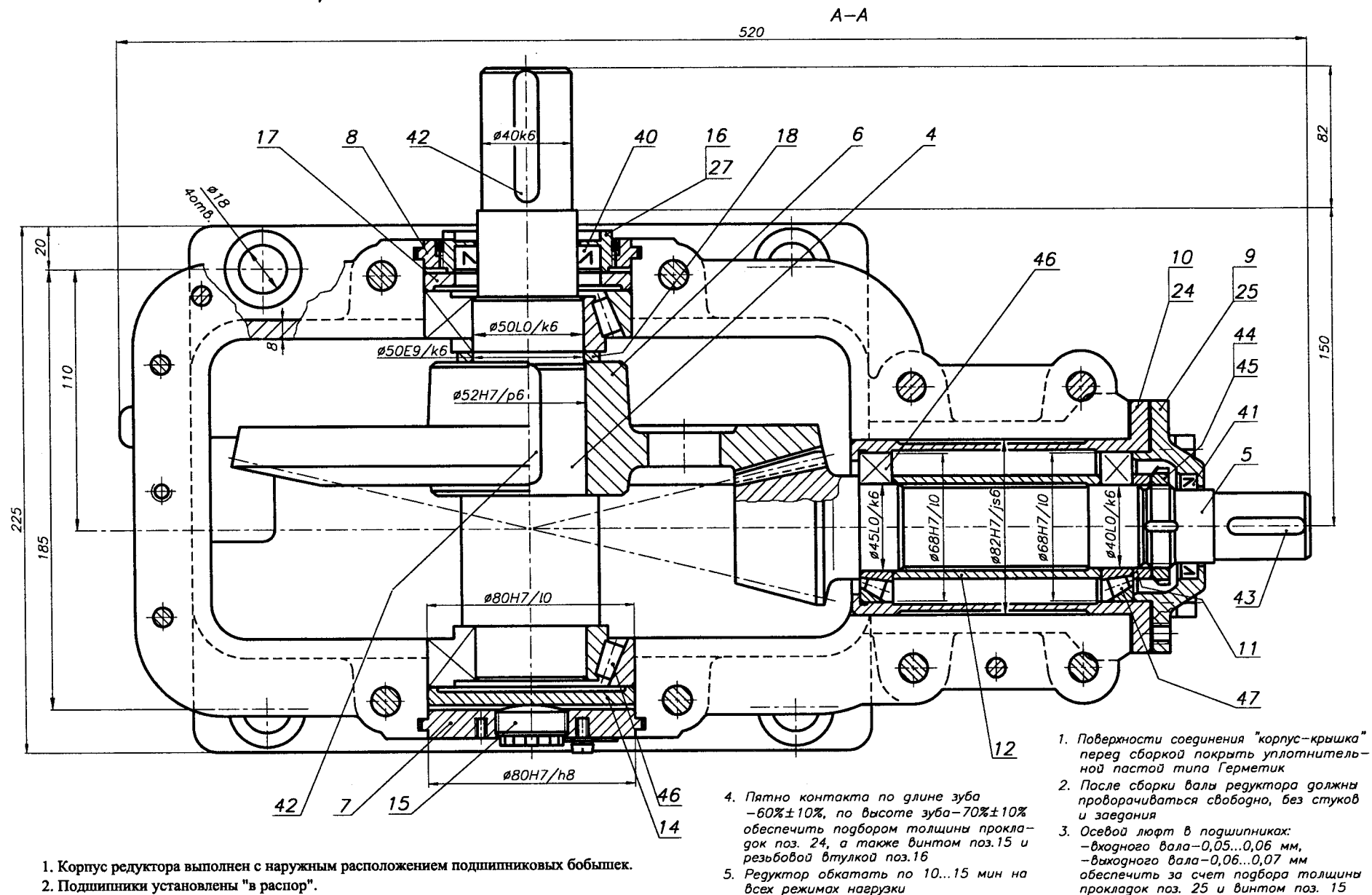
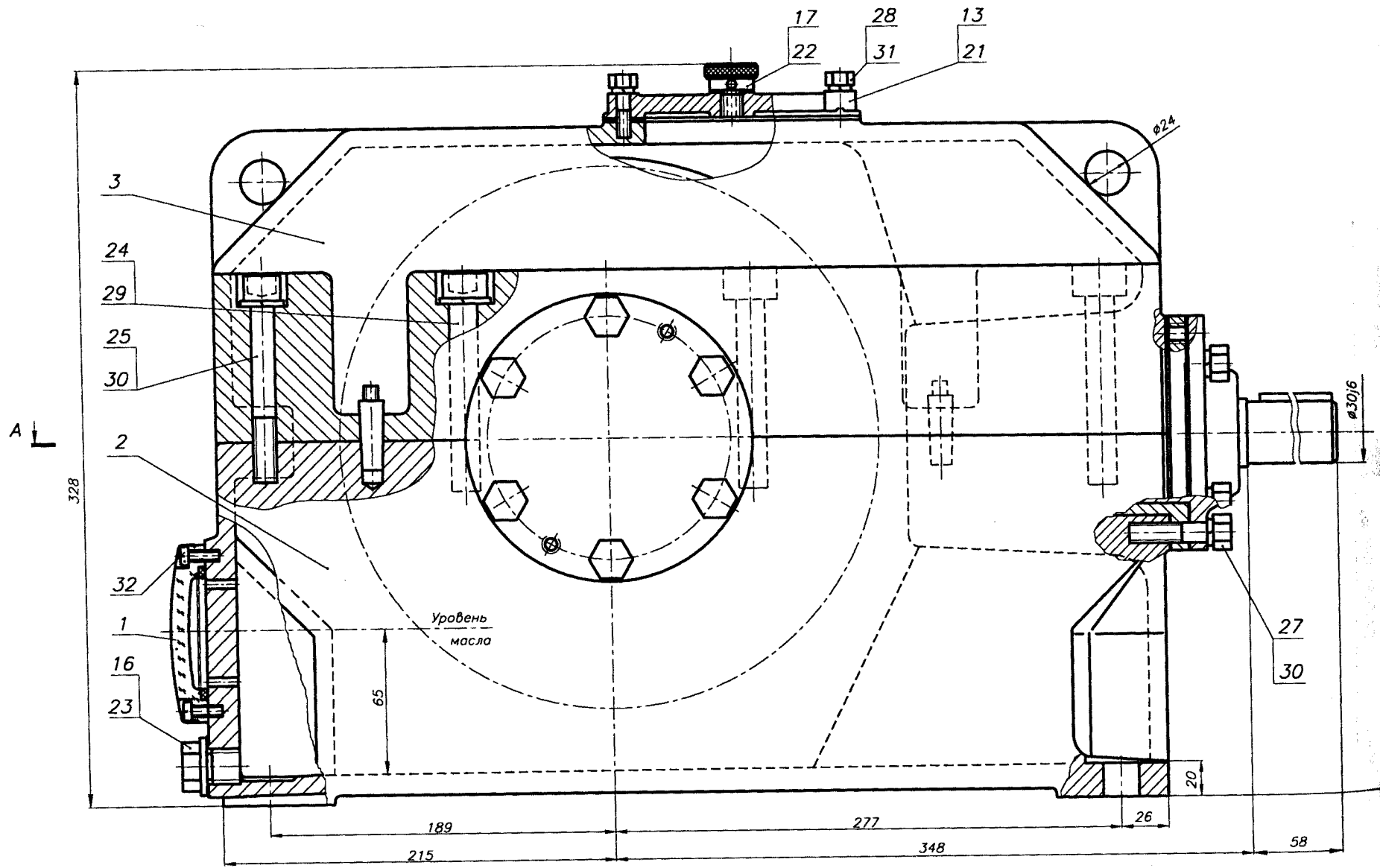


Рис. 13.5.26

КП ДМ МС12а.13.05.02.СБ			
РЕДУКТОР конический одноступенчатый			
Исполн.	Проверен.	Получен.	Дата
Дизайн.	Констр.	Техн. ред.	1:1
Нормир.	Материал.	Монтаж.	Исполн.
Контроль.	Сборка.	Сдача.	Дата
НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ			



Техническая характеристика

$P_1 = 4,0 \text{ кВт}$	$u = 3,89$	$z_1 = 18$
$n_2 = 92,6 \text{ мин}^{-1}$	$T_2 = 400 \text{ Н·м}$	$z_2 = 70$
		$m_{te} = 3,5 \text{ мм}$

- 1. Объем масляной ванны—4,5 л
- 2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—5000 Н; выходного—7200 Н
- 3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

Рис. 13.5.3а

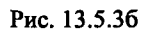


Рис. 13.5.36

								КП ДМ МС1а.13.05.03.C6
								РЕДУКТОР конический одноступенчатый
								Лист _____ Масса (кг)_____
Исполн.	Провер.	Утверд.	Инженер ПТ					1:1
Подпись								Лист II Листов I
								БНТУ Кафедра ДМ и ПМ

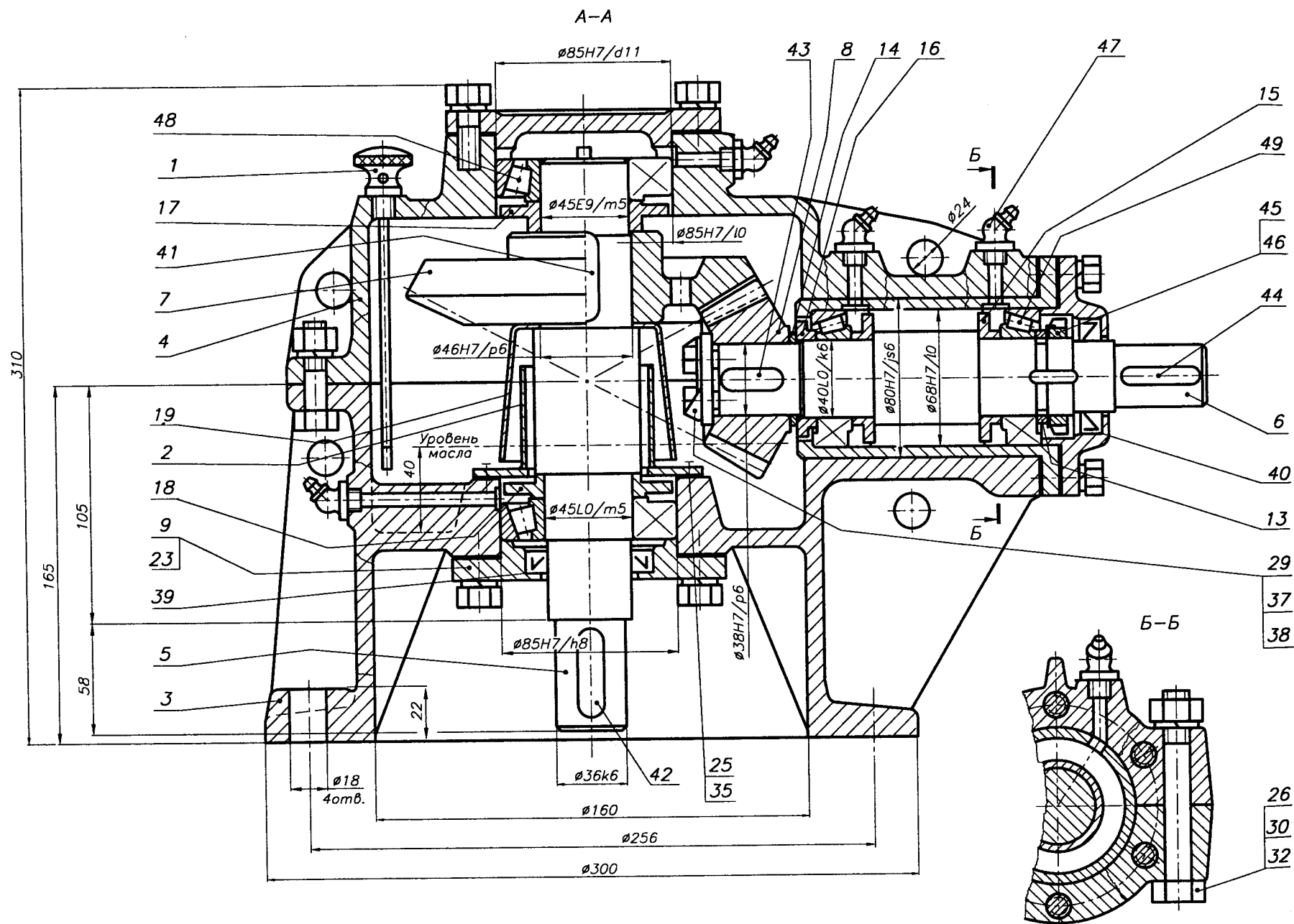
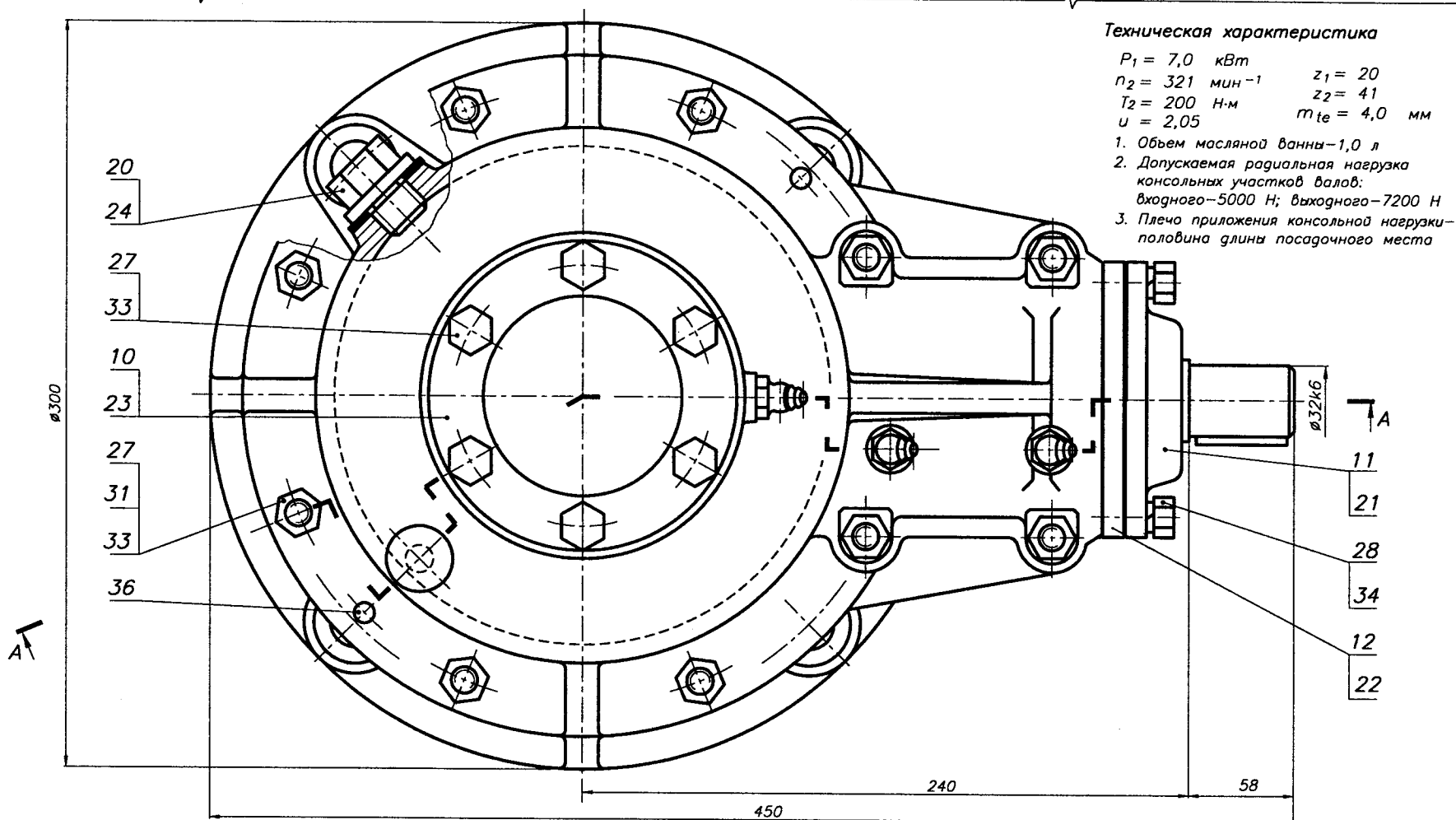


Рис. 13.5.4а



Техническая характеристика

$P_1 = 7,0$ кВт
 $n_2 = 321$ мин⁻¹ $z_1 = 20$
 $T_2 = 200$ Н·м $z_2 = 41$
 $u = 2,05$ $m_{te} = 4,0$ мм

1. Объем масляной ванны—1,0 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного—5000 Н; выходного—7200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.

2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).

3. Крышки подшипников выполнены накладными.

4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 21 (вал 1) и поз. 23 (вал 2).

5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 22 (вал 1) и перестановкой прокладок поз. 23 (вал 2).

6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

4. Пятно контакта по длине зуба
—60%±10%, по высоте зуба—70%±10%
обеспечить подбором толщины прокладок поз. 22 и перестановкой прокладок поз. 23

5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус—крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик

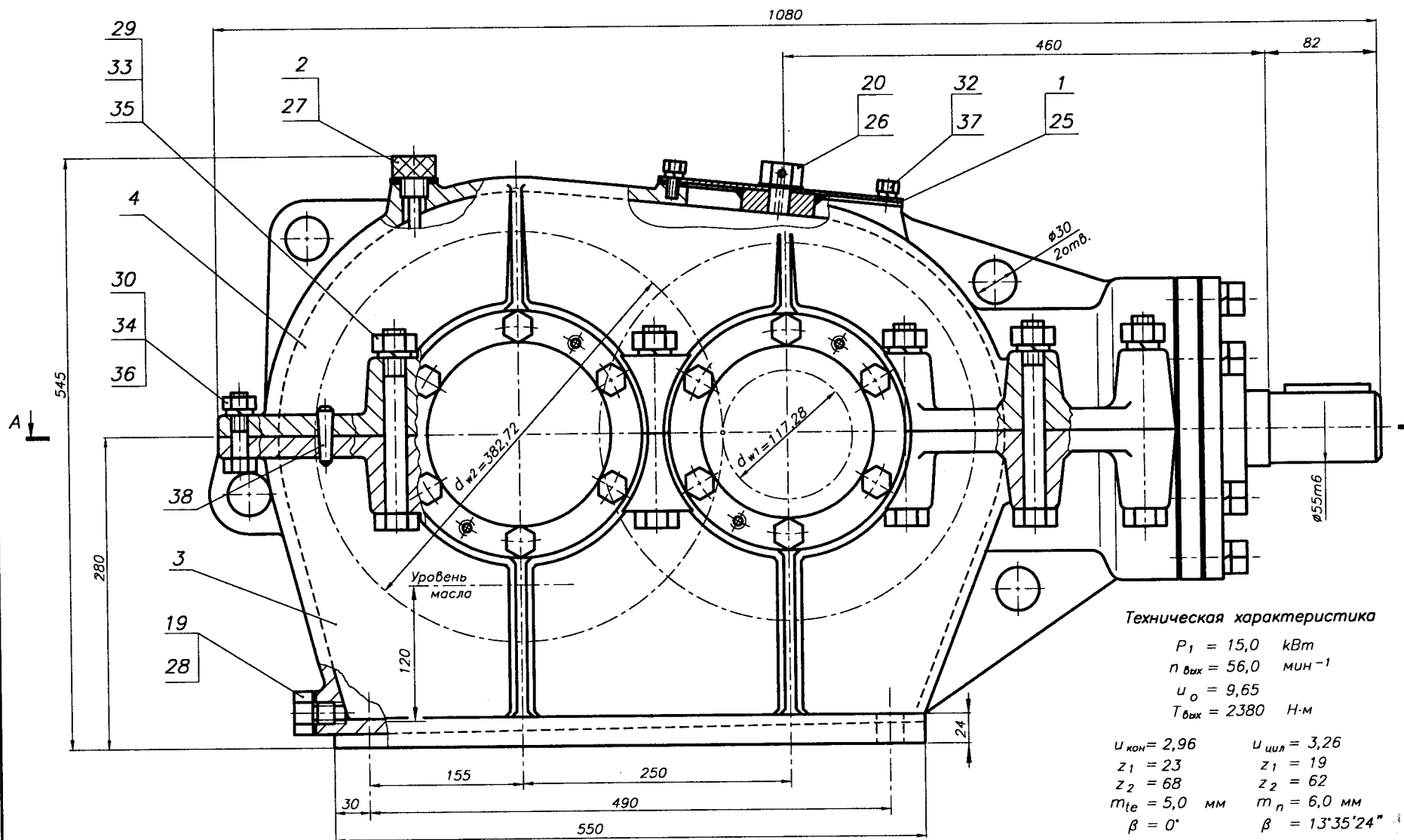
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания

3. Осевой люфт в подшипниках:
—входного вала—0,05...0,06 мм,
—выходного вала—0,06...0,07 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 21, 23

Рис. 13.5.46

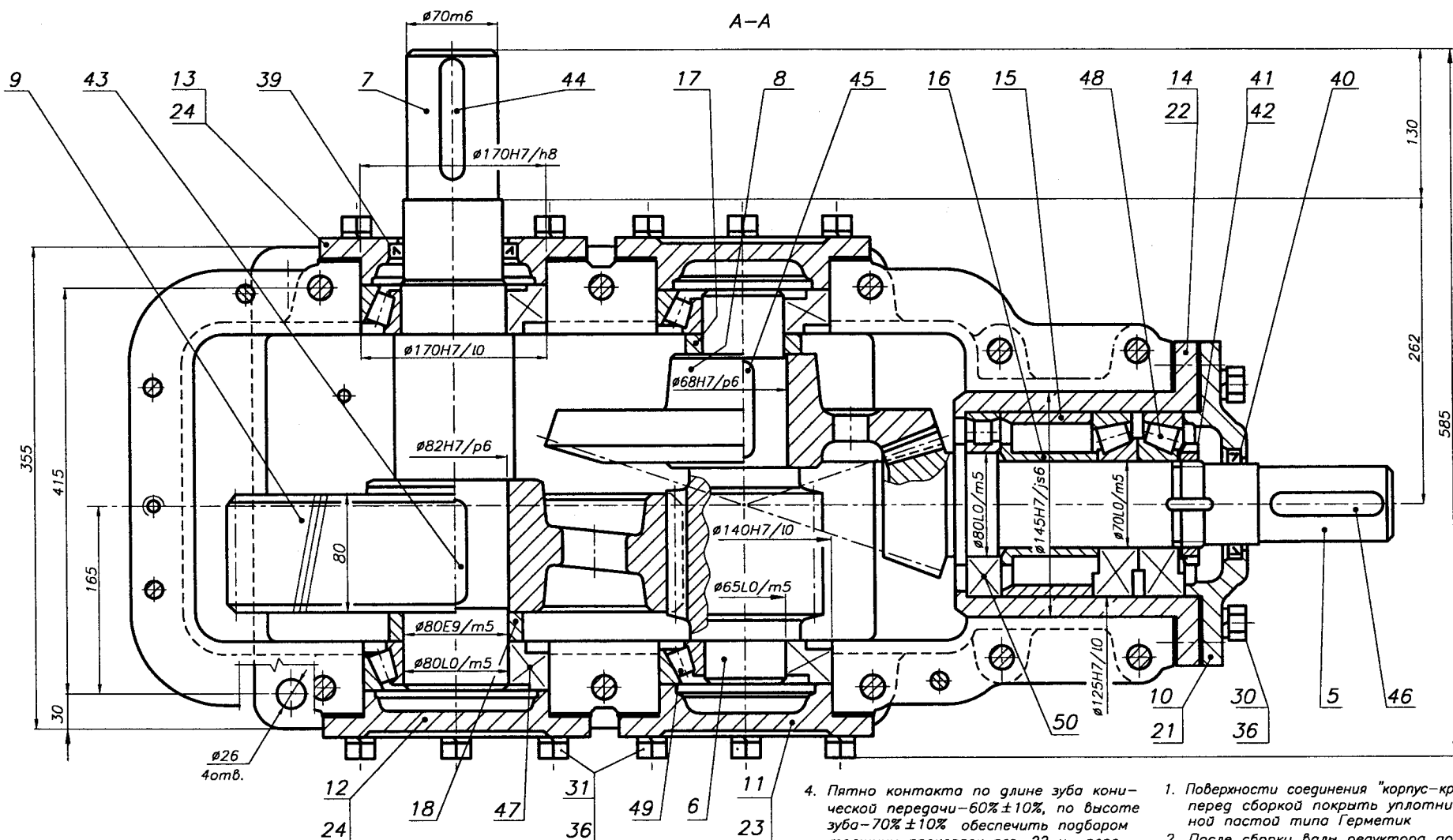
КП ДМ МС12а.13.05.04.СБ			
РЕДУКТОР конический одноступенчатый		Лист 11	Листов 11
НТУ "ХПИ"		Корпуса ДМ и ГМ	

13.6. РЕДУКТОРЫ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ



1. Объем масляной ванны—13 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—10300 Н; выходного—13500 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки половина длины посадочного места

Рис. 13.6.1а



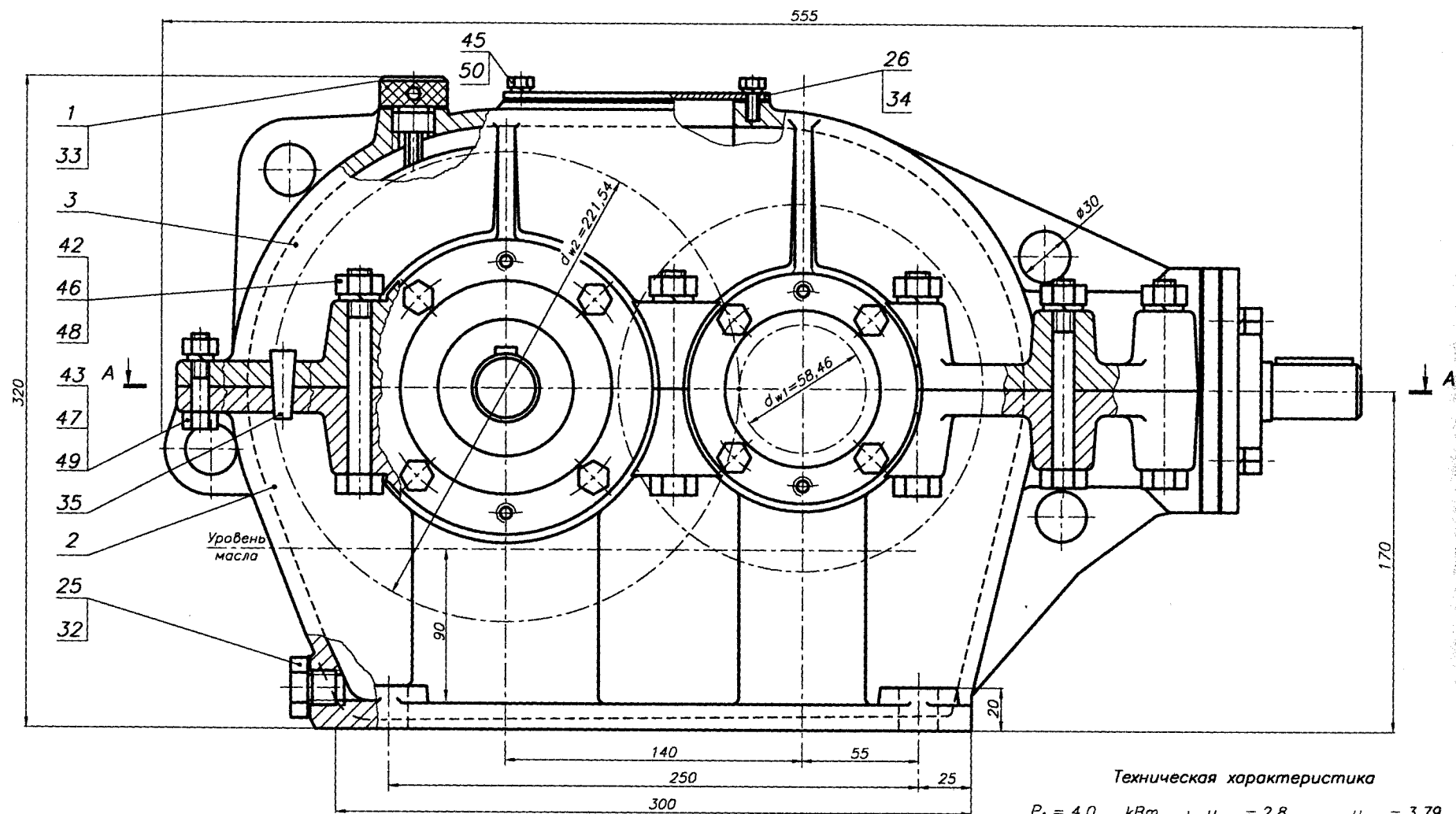
1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Опора входного вала со стороны конической шестерни выполнена с использованием роликового радиального подшипника. Другая опора этого вала выполнена с использованием двух роликовых конических однорядных подшипников, установленных "в распор". Подшипники промежуточного и выходного валов также установлены "в распор".
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 21, 23, 24.
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 22, а также перестановкой прокладок поз. 23.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Рис. 13.6.16

4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи—60%±10%, по высоте зуба—70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок поз. 22 и перестановкой прокладок поз. 23.
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус—крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны вращаться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
—входного вала—0,04...0,05 мм,
—промежуточного вала—0,08...0,09 мм,
—выходного вала—0,12...0,13 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 21, 23, 24

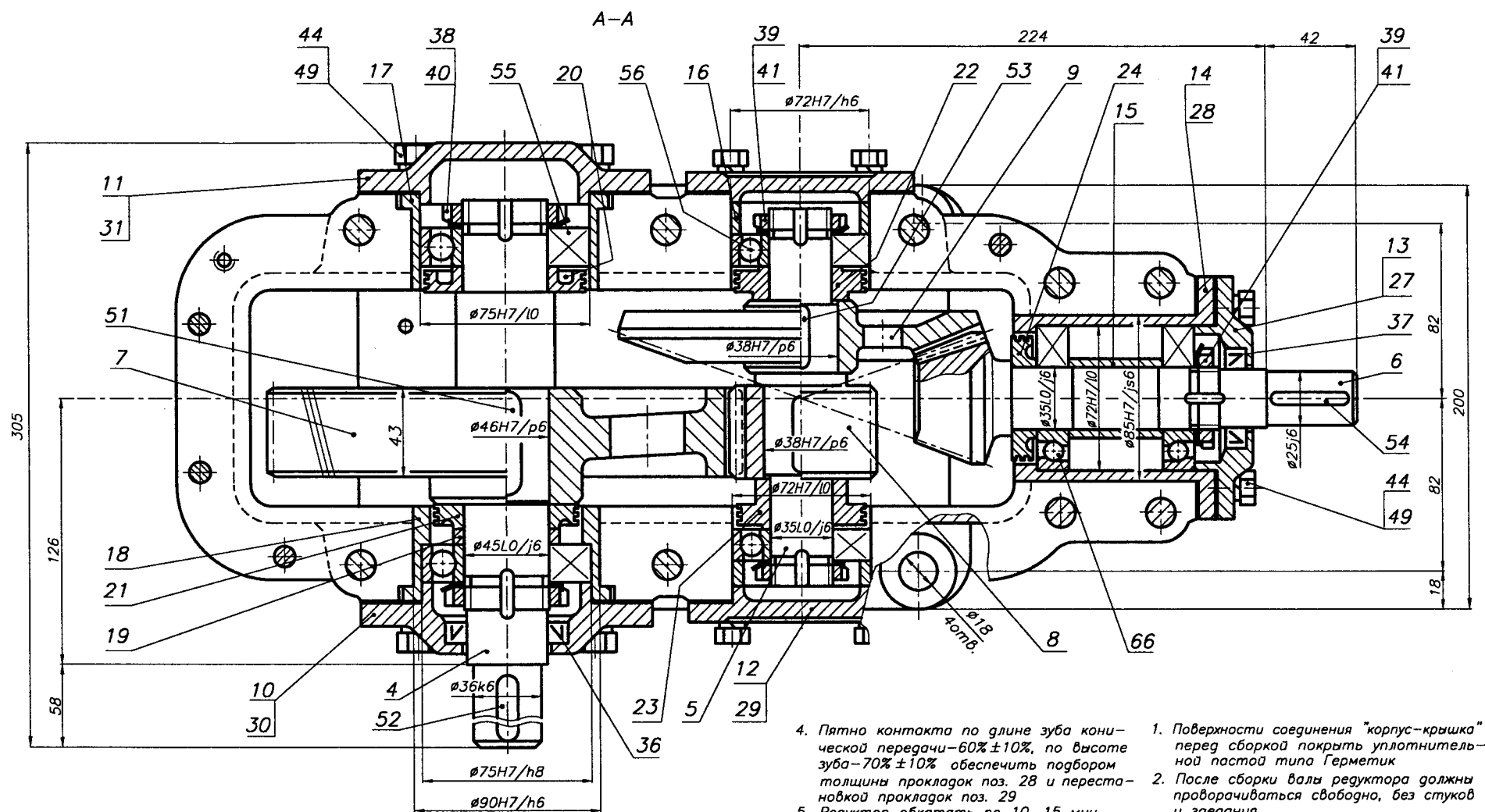
КП ДМ МС12а.13.06.01.СБ			
РЕДУКТОР коническо-цилиндрический			
Лист 1	Листов 1	Масштаб	1:1
БНТУ			
Кафедра ДМ и ПТМ			



Техническая характеристика

$P_1 = 4,0$ кВт	$u_{\text{кон}} = 2,8$	$u_{\text{цел}} = 3,79$
$n_{\text{вых}} = 89,1$ мин ⁻¹	$z_1 = 25$	$z_1 = 19$
$u_o = 10,61$	$z_2 = 70$	$z_2 = 72$
$T_{\text{вых}} = 407$ Н·м	$m_{\text{те}} = 2,5$ мм	$m_n = 3,0$ мм
	$\beta = 0^\circ$	$\beta = 15^\circ 21'$

1. Объем масляной ванны—2,8 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного—4000 Н; выходного—6200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места



1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники входного и промежуточного валов - шариковые радиально упорные, установлены "в распор".
Подшипники выходного вала - шариковые радиальные, установлены во втулках.
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников входного и промежуточного валов осуществляется изменением толщины прокладок поз. 26, 28.
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 27 и перестановкой прокладок поз. 28.
6. Подшипниковые узлы валов выполнены с масоудерживающими кольцами поз. 20-24.
7. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи—60%±10%, по высоте зуба—70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок поз. 28 и перестановкой прокладок поз. 29
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
—входного вала—0,04...0,05 мм,
—промежуточного вала—0,04...0,05 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 27, 29

Рис. 13.6.26

КП ДМ МС12а.13.06.02.СБ			
РЕДУКТОР коническо-цилиндрический			
Лист 1	Масштаб	1:1	Лист 11
Лист 2	Масштаб	1:1	Лист 12
Лист 3	Масштаб	1:1	Лист 13
Лист 4	Масштаб	1:1	Лист 14
Лист 5	Масштаб	1:1	Лист 15
Лист 6	Масштаб	1:1	Лист 16
Лист 7	Масштаб	1:1	Лист 17
Лист 8	Масштаб	1:1	Лист 18
Лист 9	Масштаб	1:1	Лист 19
Лист 10	Масштаб	1:1	Лист 20
Лист 11	Масштаб	1:1	Лист 21
Лист 12	Масштаб	1:1	Лист 22
Лист 13	Масштаб	1:1	Лист 23
Лист 14	Масштаб	1:1	Лист 24
Лист 15	Масштаб	1:1	Лист 25
Лист 16	Масштаб	1:1	Лист 26
Лист 17	Масштаб	1:1	Лист 27
Лист 18	Масштаб	1:1	Лист 28
Лист 19	Масштаб	1:1	Лист 29
Лист 20	Масштаб	1:1	Лист 30
Лист 21	Масштаб	1:1	Лист 31
Лист 22	Масштаб	1:1	Лист 32
Лист 23	Масштаб	1:1	Лист 33
Лист 24	Масштаб	1:1	Лист 34
Лист 25	Масштаб	1:1	Лист 35
Лист 26	Масштаб	1:1	Лист 36
Лист 27	Масштаб	1:1	Лист 37
Лист 28	Масштаб	1:1	Лист 38
Лист 29	Масштаб	1:1	Лист 39
Лист 30	Масштаб	1:1	Лист 40
Лист 31	Масштаб	1:1	Лист 41
Лист 32	Масштаб	1:1	Лист 42
Лист 33	Масштаб	1:1	Лист 43
Лист 34	Масштаб	1:1	Лист 44
Лист 35	Масштаб	1:1	Лист 45
Лист 36	Масштаб	1:1	Лист 46
Лист 37	Масштаб	1:1	Лист 47
Лист 38	Масштаб	1:1	Лист 48
Лист 39	Масштаб	1:1	Лист 49
Лист 40	Масштаб	1:1	Лист 50
Лист 41	Масштаб	1:1	Лист 51
Лист 42	Масштаб	1:1	Лист 52
Лист 43	Масштаб	1:1	Лист 53
Лист 44	Масштаб	1:1	Лист 54
Лист 45	Масштаб	1:1	Лист 55
Лист 46	Масштаб	1:1	Лист 56
Лист 47	Масштаб	1:1	Лист 57
Лист 48	Масштаб	1:1	Лист 58
Лист 49	Масштаб	1:1	Лист 59
Лист 50	Масштаб	1:1	Лист 60
Лист 51	Масштаб	1:1	Лист 61
Лист 52	Масштаб	1:1	Лист 62
Лист 53	Масштаб	1:1	Лист 63
Лист 54	Масштаб	1:1	Лист 64
Лист 55	Масштаб	1:1	Лист 65
Лист 56	Масштаб	1:1	Лист 66
Лист 57	Масштаб	1:1	Лист 67
Лист 58	Масштаб	1:1	Лист 68
Лист 59	Масштаб	1:1	Лист 69
Лист 60	Масштаб	1:1	Лист 70
Лист 61	Масштаб	1:1	Лист 71
Лист 62	Масштаб	1:1	Лист 72
Лист 63	Масштаб	1:1	Лист 73
Лист 64	Масштаб	1:1	Лист 74
Лист 65	Масштаб	1:1	Лист 75
Лист 66	Масштаб	1:1	Лист 76
Лист 67	Масштаб	1:1	Лист 77
Лист 68	Масштаб	1:1	Лист 78
Лист 69	Масштаб	1:1	Лист 79
Лист 70	Масштаб	1:1	Лист 80
Лист 71	Масштаб	1:1	Лист 81
Лист 72	Масштаб	1:1	Лист 82
Лист 73	Масштаб	1:1	Лист 83
Лист 74	Масштаб	1:1	Лист 84
Лист 75	Масштаб	1:1	Лист 85
Лист 76	Масштаб	1:1	Лист 86
Лист 77	Масштаб	1:1	Лист 87
Лист 78	Масштаб	1:1	Лист 88
Лист 79	Масштаб	1:1	Лист 89
Лист 80	Масштаб	1:1	Лист 90
Лист 81	Масштаб	1:1	Лист 91
Лист 82	Масштаб	1:1	Лист 92
Лист 83	Масштаб	1:1	Лист 93
Лист 84	Масштаб	1:1	Лист 94
Лист 85	Масштаб	1:1	Лист 95
Лист 86	Масштаб	1:1	Лист 96
Лист 87	Масштаб	1:1	Лист 97
Лист 88	Масштаб	1:1	Лист 98
Лист 89	Масштаб	1:1	Лист 99
Лист 90	Масштаб	1:1	Лист 100

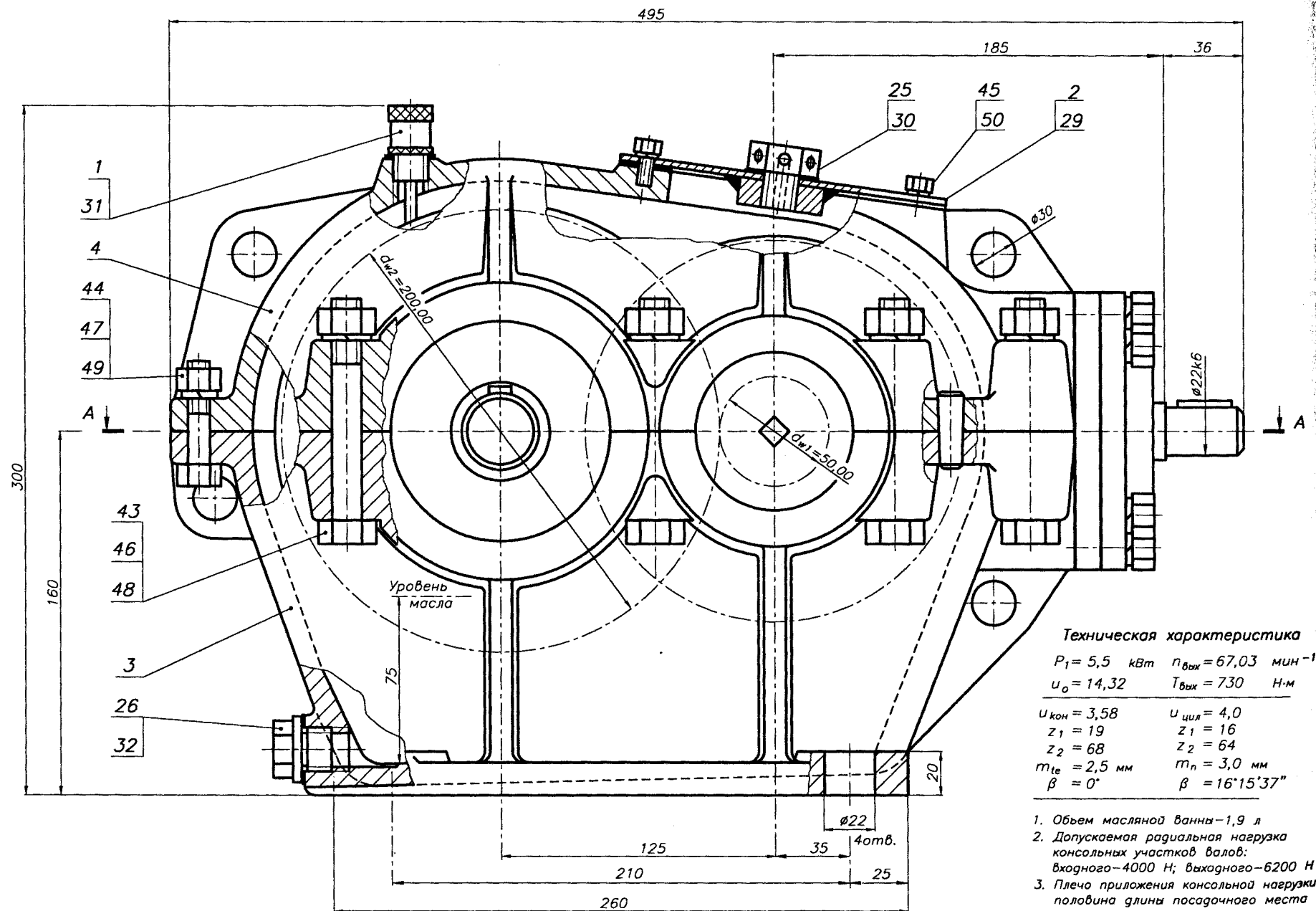
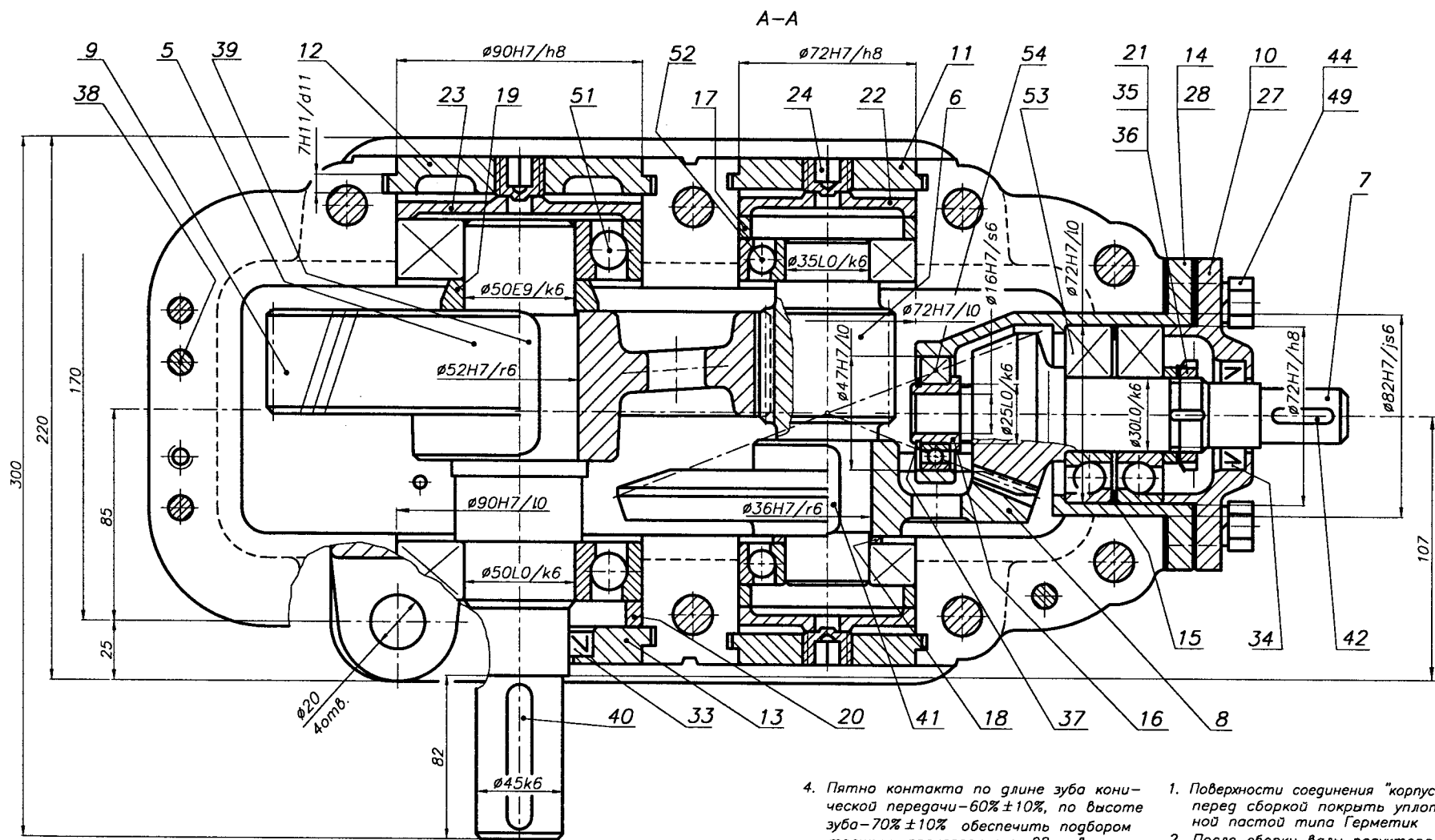


Рис. 13.6.3а



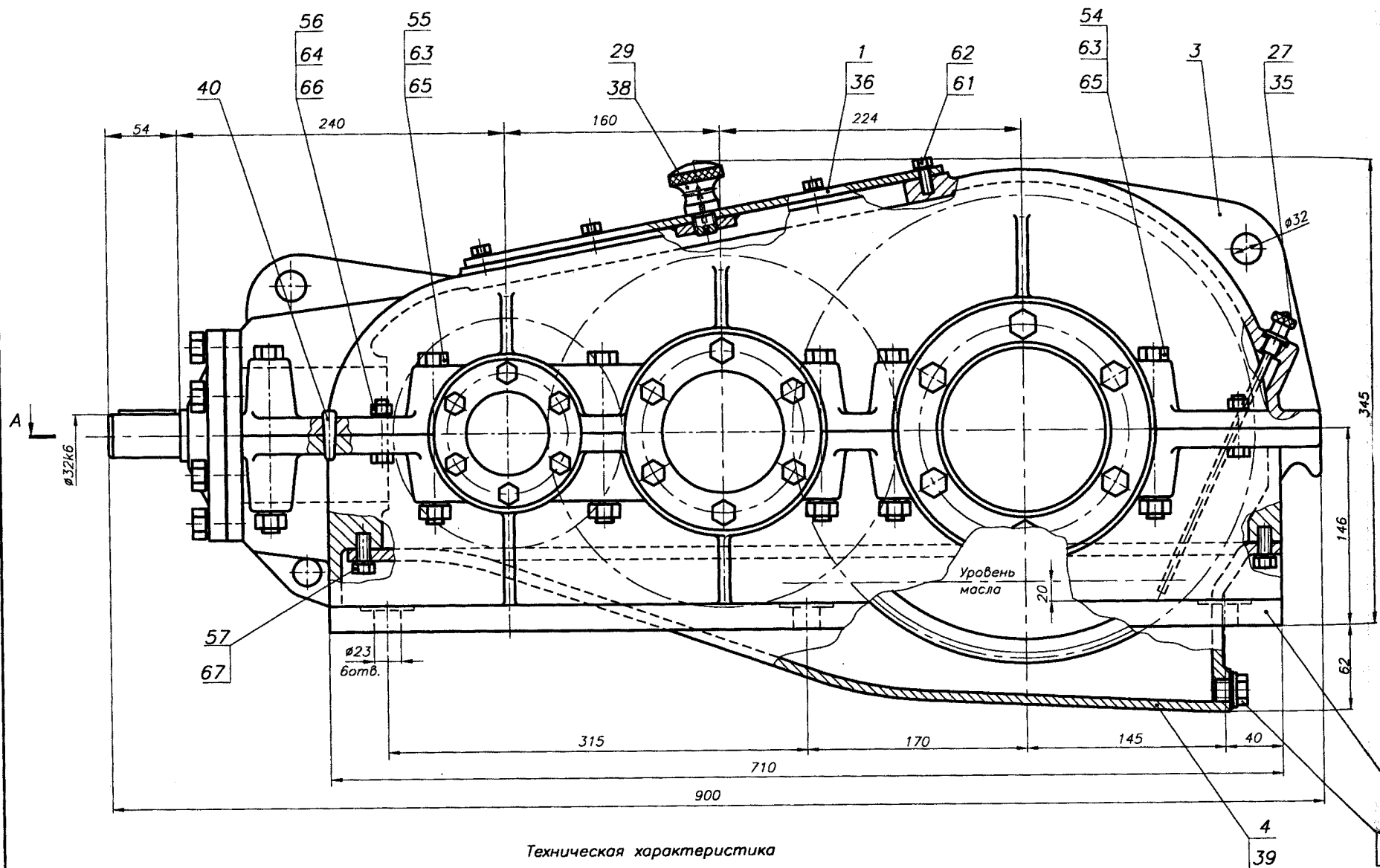
1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Коническая шестерня установлена между подшипниковыми узлами. Опора с входной стороны вала выполнена с использованием двух шариковых радиально-упорных однорядных подшипников, установленных по схеме "в растяжку". Внутренняя опора вала выполнена с использованием шарикового радиального однорядного подшипника.
3. Крышки подшипников выполнены врезными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 27 (вал 1), винтами поз. 24 (валы 2, 3).
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 28, а также винтами поз. 24 (вал 2).
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи—60%±10%, по высоте зуба—70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок поз. 28 и винтами поз. 24
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки вала редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
—входного вала—0,03...0,04 мм,
—промежуточного вала—0,04...0,05 мм,
—выходного вала—0,05...0,06 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 27 и винтами поз. 24

Рис. 13.6.36

КП ДМ МС12а.13.06.03.СБ			
РЕДУКТОР коническо-цилиндрический			
Лист 1	Листов 1	Масштаб	1:1
БНТУ			
Кафедра ДМ и ПМ			

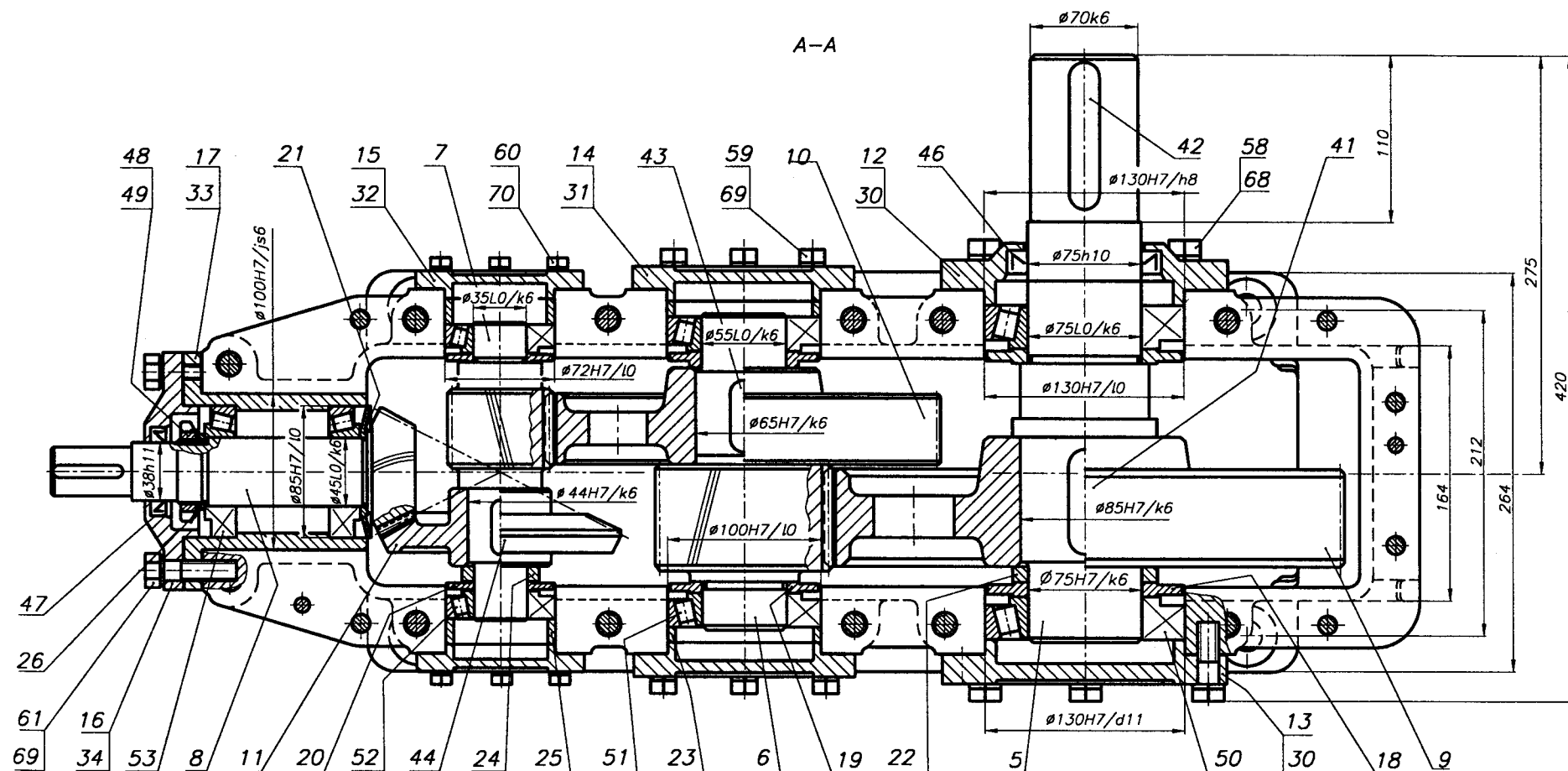


Техническая характеристика

$P_1 = 5,5$ кВт	$U_{кон} = 2,00$	$U_{цил1} = 3,89$	$U_{цил2} = 3,14$
$U_o = 24,4$	$Z_1 = 25$	$Z_1 = 18$	$Z_1 = 21$
$n_{вых} = 29,5$ мин ⁻¹	$Z_2 = 50$	$Z_2 = 70$	$Z_2 = 66$
$T_{вых} = 1600$ Н·м	$m_{ne} = 3,0$ мм	$m_n = 3,5$ мм	$m_n = 5,0$ мм
	$\beta = 35^\circ$	$\beta = 15^\circ 44' 26''$	$\beta = 13^\circ 50' 11''$

1. Объем масляной ванны—3,9 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного—7300 Н; выходного—12500 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

Рис. 13.6.4а



1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники входного вала установлены по схеме "в растяжку", остальных валов - "в распор".
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется:
 - вала входного - гайкой круглой шлицевой поз. 48;
 - остальных валов - толщиной прокладок поз. 30, 31, 32.
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 33, а также перестановкой прокладок поз. 32.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи - $60\% \pm 10\%$, по высоте зуба - $70\% \pm 10\%$ обеспечить подбором толщины прокладок поз. 33 и перестановкой прокладок поз. 32.
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
 - входного вала - $0,05...0,06$ мм,
 - I промежуточного вала - $0,05...0,06$ мм,
 - II промежуточного вала - $0,08...0,09$ мм,
 - выходного вала - $0,09...0,10$ мм
 обеспечить гайкой поз. 48 и за счет подбора толщины прокладок поз. 32, 31, 30

Рис. 13.6.46

КП ДМ МС12а.13.06.04.СБ	
РЕДУКТОР коническо- цилиндрический	
Лист 11	Листов 1
НТУ "ХПИ"	
Кафедра ДМ и ГМ	

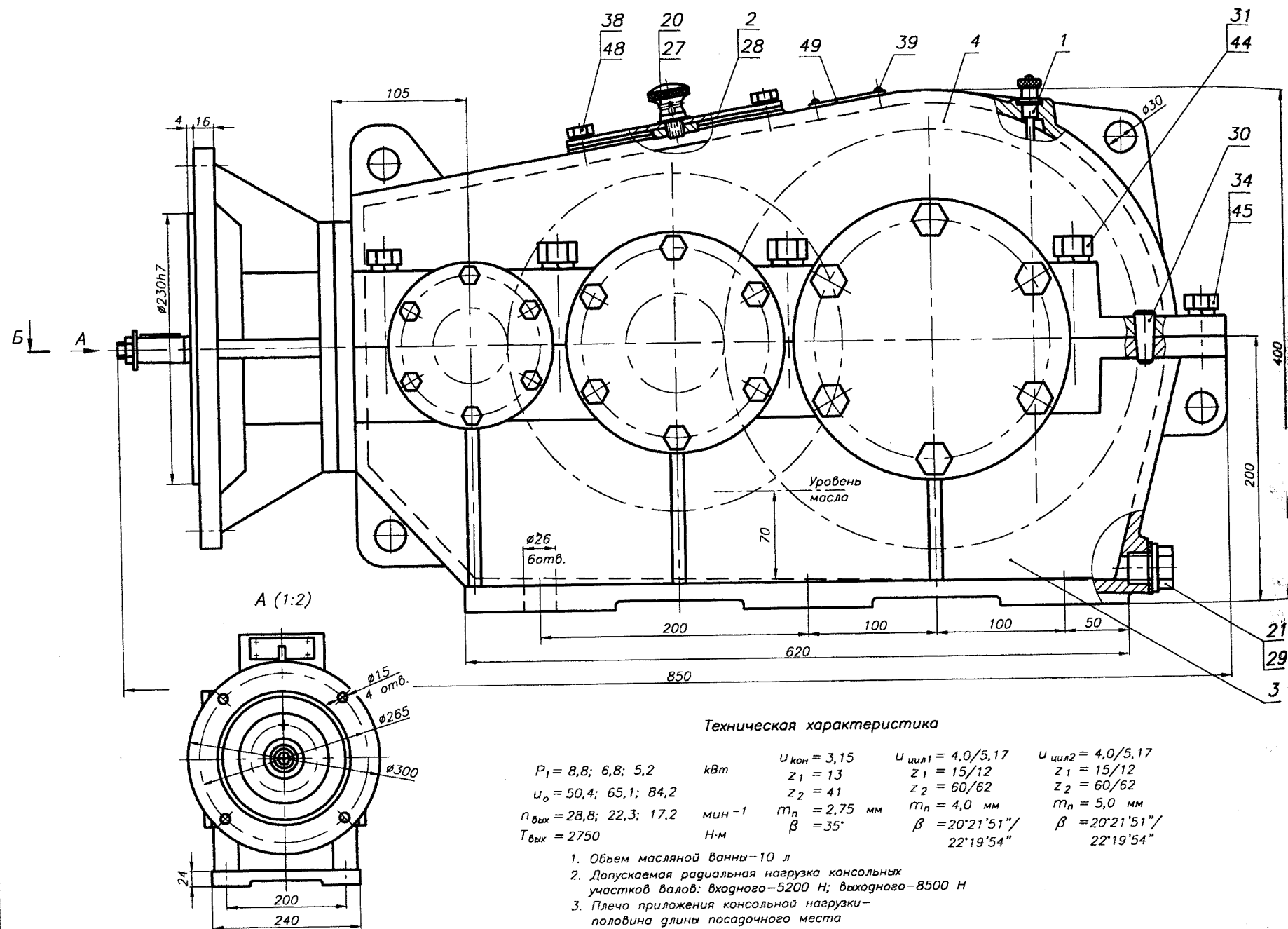
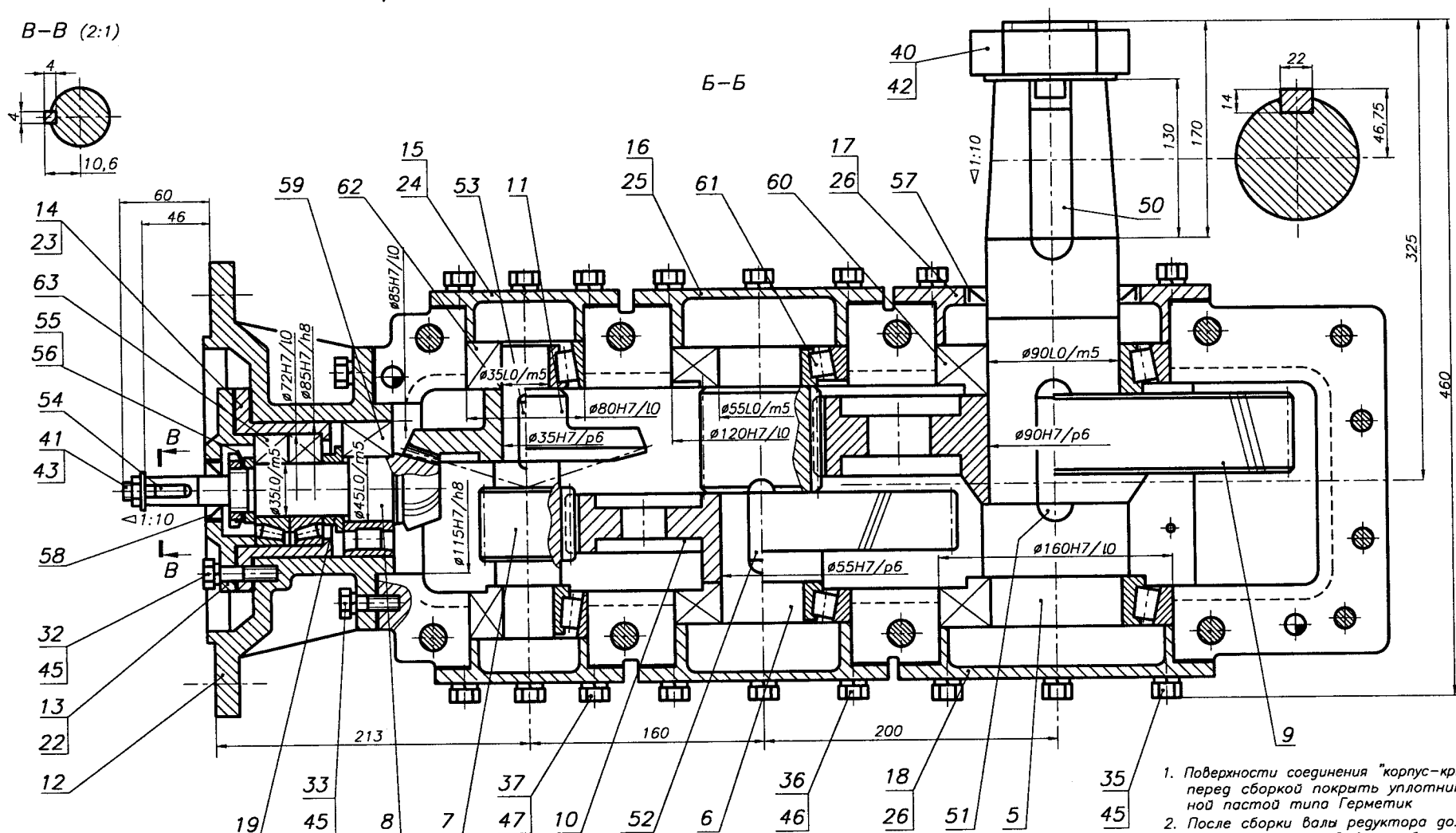


Рис. 13.6.5а



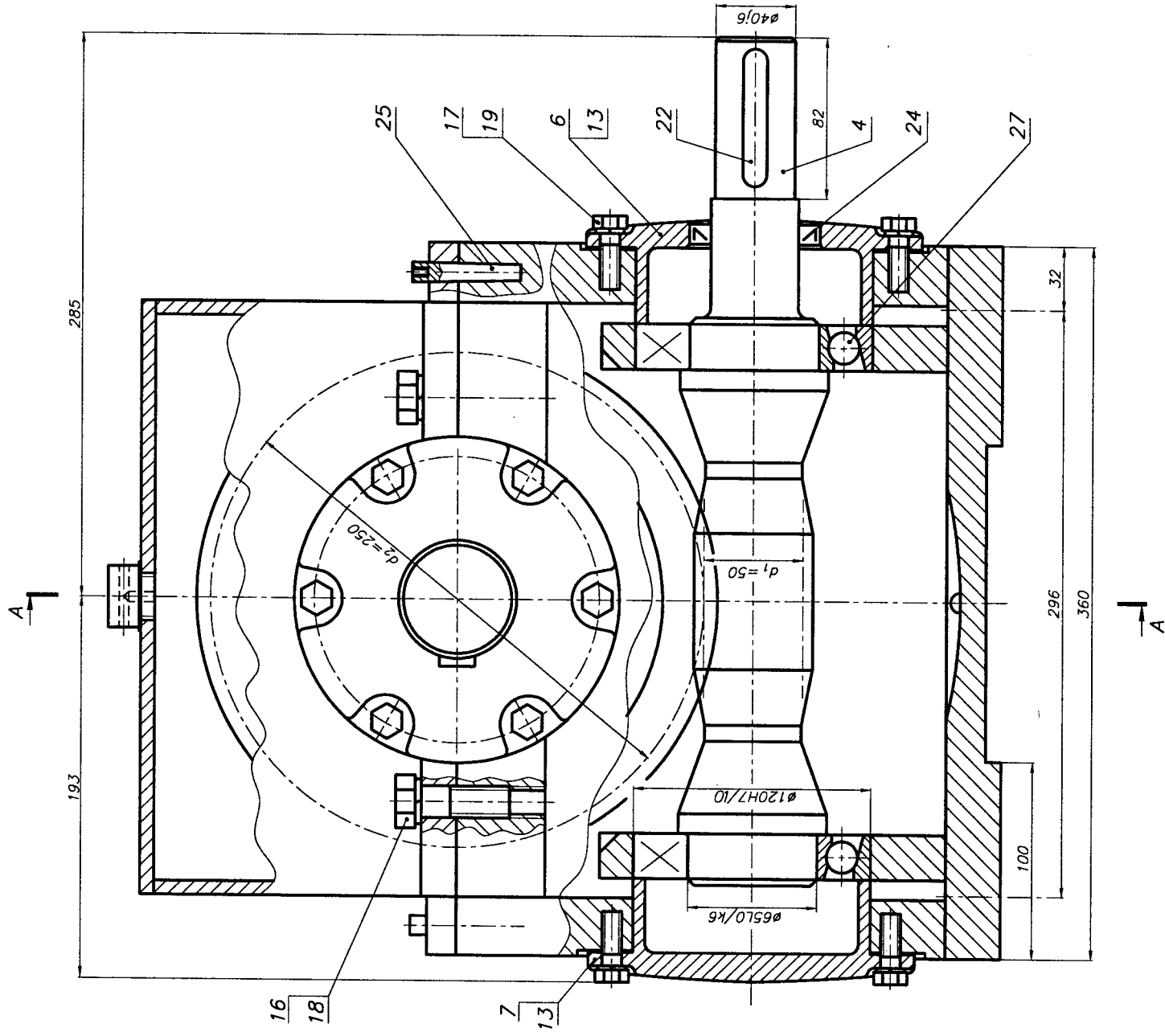
1. Редуктор специальный.
2. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
3. Опора входного вала со стороны конической шестерни выполнена с использованием роликового радиального подшипника. Другая опора этого вала выполнена с использованием двух роликовых конических однорядных подшипников, установленных "в распор". Подшипники промежуточного и выходного валов также установлены "в распор".
4. Крышки подшипников выполнены накладными.
5. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 22, 24, 25, 26.
6. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 23, а также перестановкой прокладок поз. 24.
7. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи— $60\% \pm 10\%$, по высоте зуба— $70\% \pm 10\%$ обеспечить подбором толщины прокладок поз. 23 и перестановкой прокладок поз. 24
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
— входного вала— $0,04...0,05$ мм,
— I промежуточного вала— $0,05...0,06$ мм,
— II промежуточного вала— $0,08...0,09$ мм,
— выходного вала— $0,12...0,13$ мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 22, 24, 25, 26

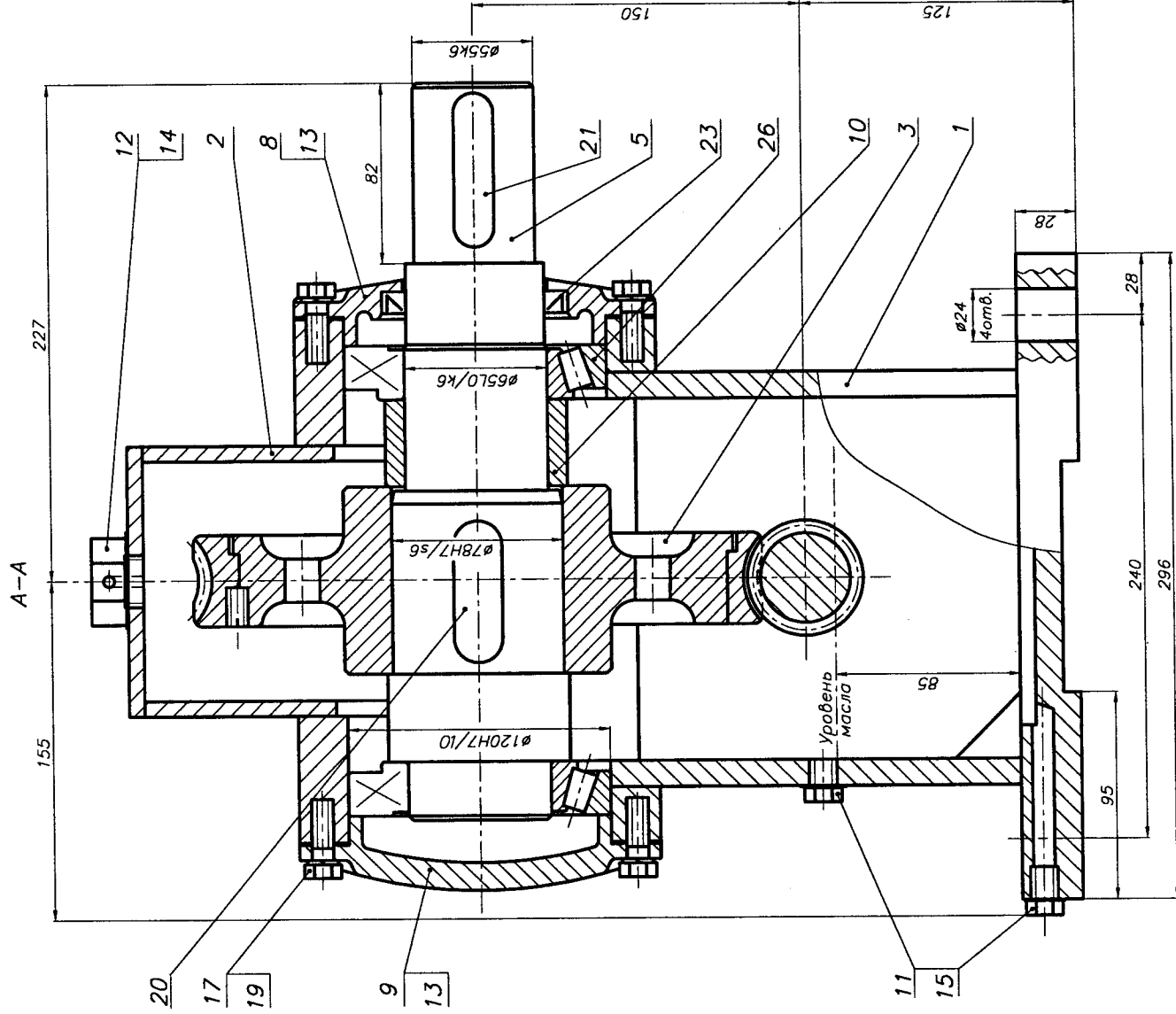
Рис. 13.6.56

КП ДМ МС12а.13.06.05.СБ			
РЕДУКТОР коническо- цилиндрический			
Исполн.	Провер.	Лист 11	Листов 1
Директор	Инженер	БНТУ	
Инженер	Инженер	Кафедра ДМ и ПТМ	



Техническая характеристика

$P_1 = 1,2$ кВт	$z_1 = 1$	1. Объем масляной ванны—2,5 дм ³
$n_2 = 17,8$ мин ⁻¹	$z_2 = 50$	2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—5000 Н; выходного—8800 Н
$T_2 = 545$ Н·м	$q = 10$	3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места
$u = 50$	$m = 5$ мм	

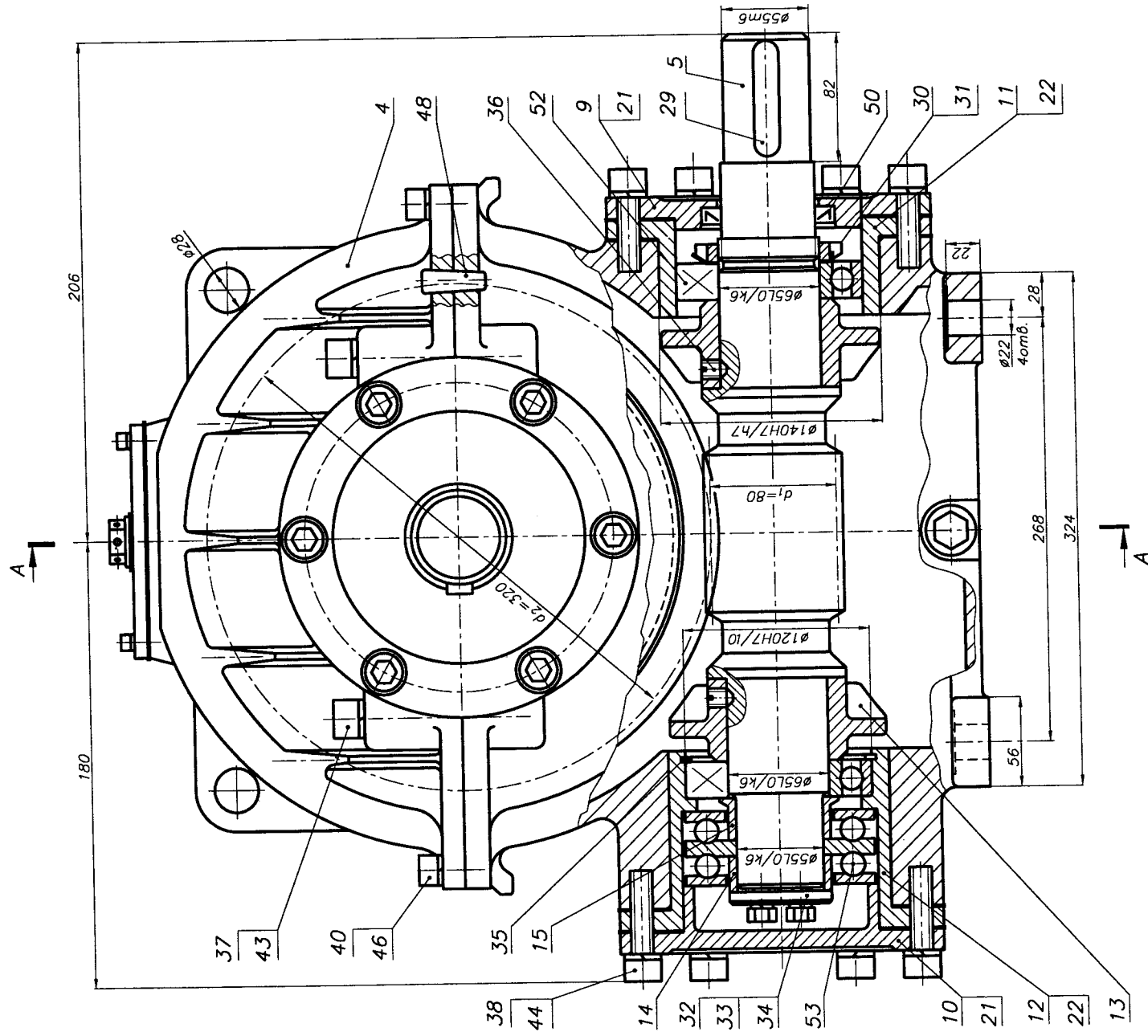


1. Редуктор со сварным корпусом и крышкой, выполнен с наружным размещением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор".
3. Крышка подшипников выполнена накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 13.
5. Регулировка зацепления осуществляется перестановкой прокладок поз. 13 выходного вала.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыты уплотнительной пастой типа Герметик.
2. После сборки валы редуктора должны проточиваться свободно, без ступок и заедания.
3. Осевая люфт в подшипниках:
 - входного вала - 0,06...0,07 мм,
 - выходного вала - 0,09...0,10 мм
 обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 13
4. Регулирование зацепления выполнять перестановкой прокладок поз. 13 выходного вала
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

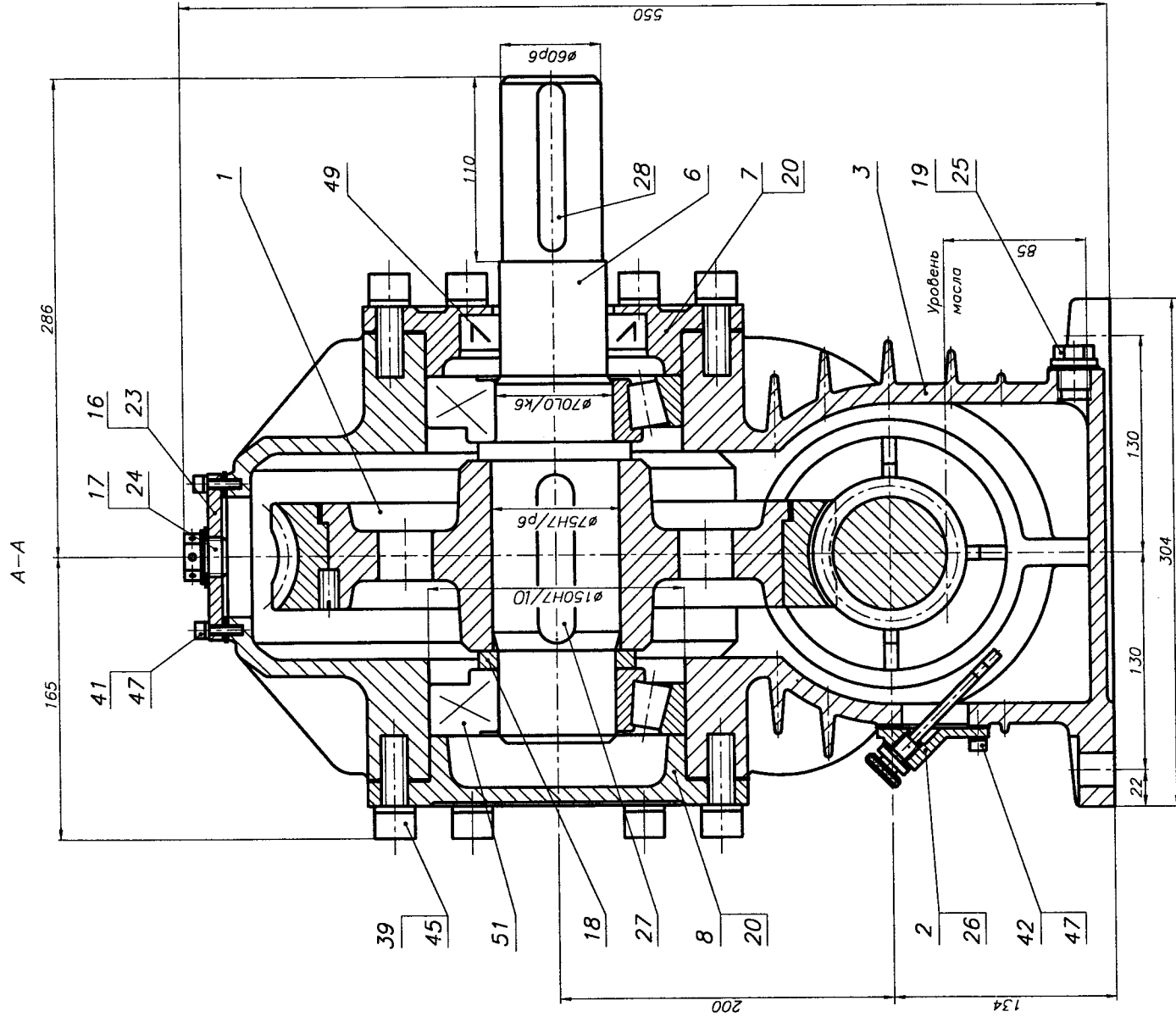
Исполн.	Корректор	Лист	1	Масштаб	1:1
Провер.		Лист	1	Листов	1
Утверд.		Лист	1	Листов	1
Инженер		Лист	1	Листов	1
Конструктор		Лист	1	Листов	1
КП ДМ МС12а.13.07.02.06					
РЕДУКТОР червячный одноступенчатый					
НТУ "ХТИ"					
Конверт ДМ и ГМ					

Рис. 13.7.26



Техническая характеристика

$P_1 = 3,5$	кВт	$z_1 = 2$	1. Объем масляной ванны — 1,2 dm^3
$n_2 = 56,8$	мин $^{-1}$	$z_2 = 64$	2. Допускаемая радиальная нагрузка
$T_2 = 500$	Н·м	$q = 16$	консольных участков валов:
$u = 32$		$m = 5$ мм	выходного — 4500 Н; выходного — 7300 Н "
			3. Плечо приложения консольной нагрузки — половина длины посадочного места.



1. Редуктор выполнен с наружным размещением подшипников бобышек.
2. Подшипники выходного вала - роликовые конические однорядные установлены "в распор".
3. Входной вал установлен на шариковых радиальных однорядных подшипниках. Осовая нагрузка воспринимается упорным двойным подшипником.
4. Крышки подшипников выполнены накладными.
5. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 20 и 21.
6. Регулировка зацепления осуществляется перестановкой прокладок поз. 20 выходного вала.
7. Для сохранения теплового баланса корпуса и крышка снабжены ребрами.
8. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик.
2. После сборки валы редуктора должны проработаться свободно, без стуков и заедания.
3. Осевой люфт в подшипниках:
-входного вала—0,07...0,08 мм,
-выходного вала—0,09...0,10 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 21 и 20
4. Регулирование зацепления выполнить перестановкой прокладок поз. 20 входного вала
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

КП ДМ МС12а.13.07.03.05		Исполн.	Провер.	Дата	Масштаб
РЕДУКТОР червячный одноступенчатый		№	№	№	1:1
		Лист	Листов	Лист	1
		ВНУ	Корпус ДМ и ПМ		

Рис. 13.7.36

Техническая характеристика

$P_1 = 7,0$ кВт
 $n_2 = 47,0$ мин⁻¹ $u = 32$ $z_1 = 2$
 $T_2 = 1000$ Н·м $q = 16$ $z_2 = 64$
 $m = 5$ мм

1. Объем масляной ванны — 2,2 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного — 5300 Н; выходного — 7300 Н

3. Плечо приложения консольной нагрузки — половина длины посадочного места

A—A

1. Корпус редуктора — неразъемный, выполнен с верхней крышкой поз.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат)
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 17 и 18.
5. Регулировка зацепления осуществляется перестановкой прокладок поз. 18 выходного вала.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

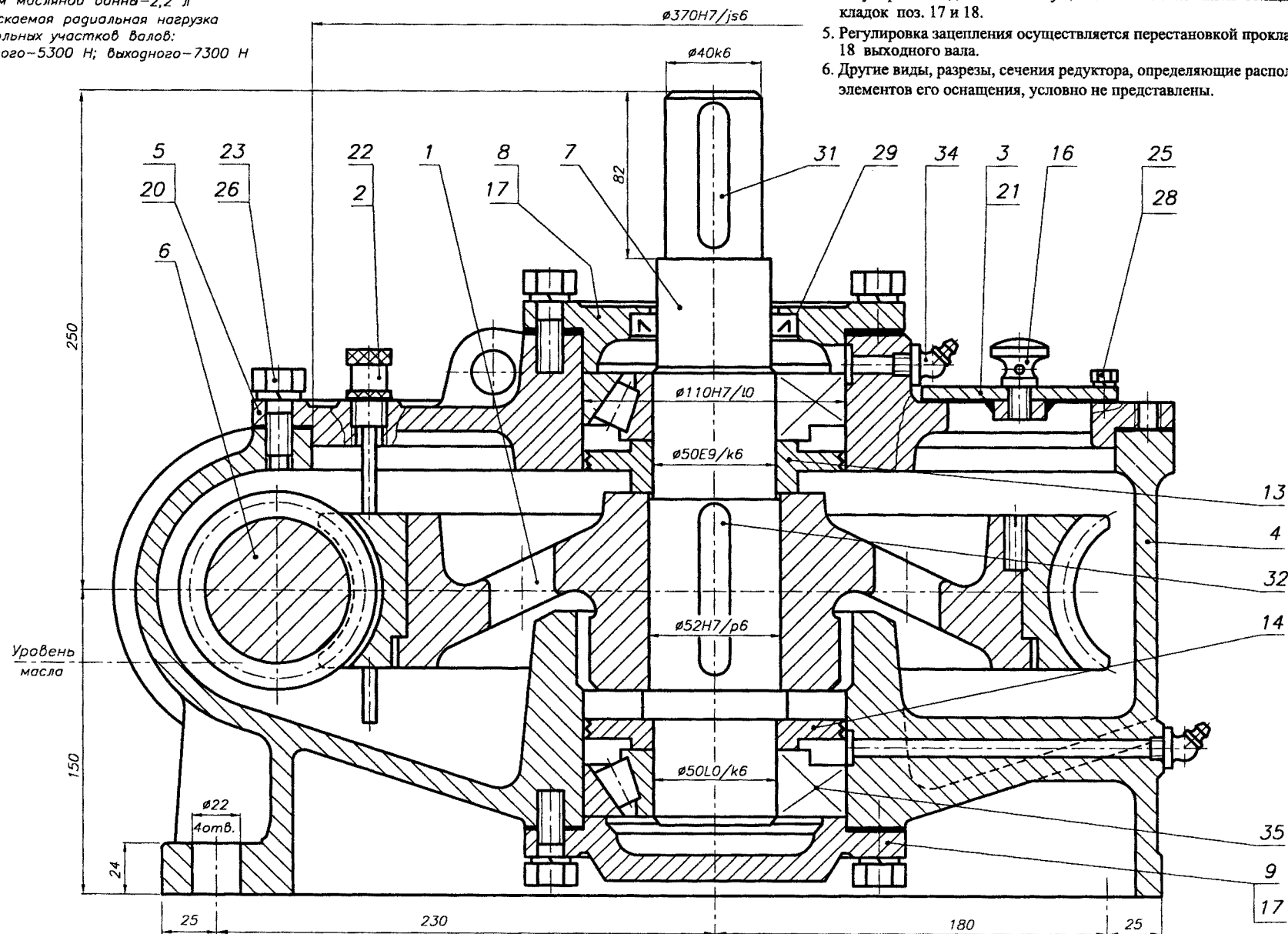


Рис. 13.7.4а

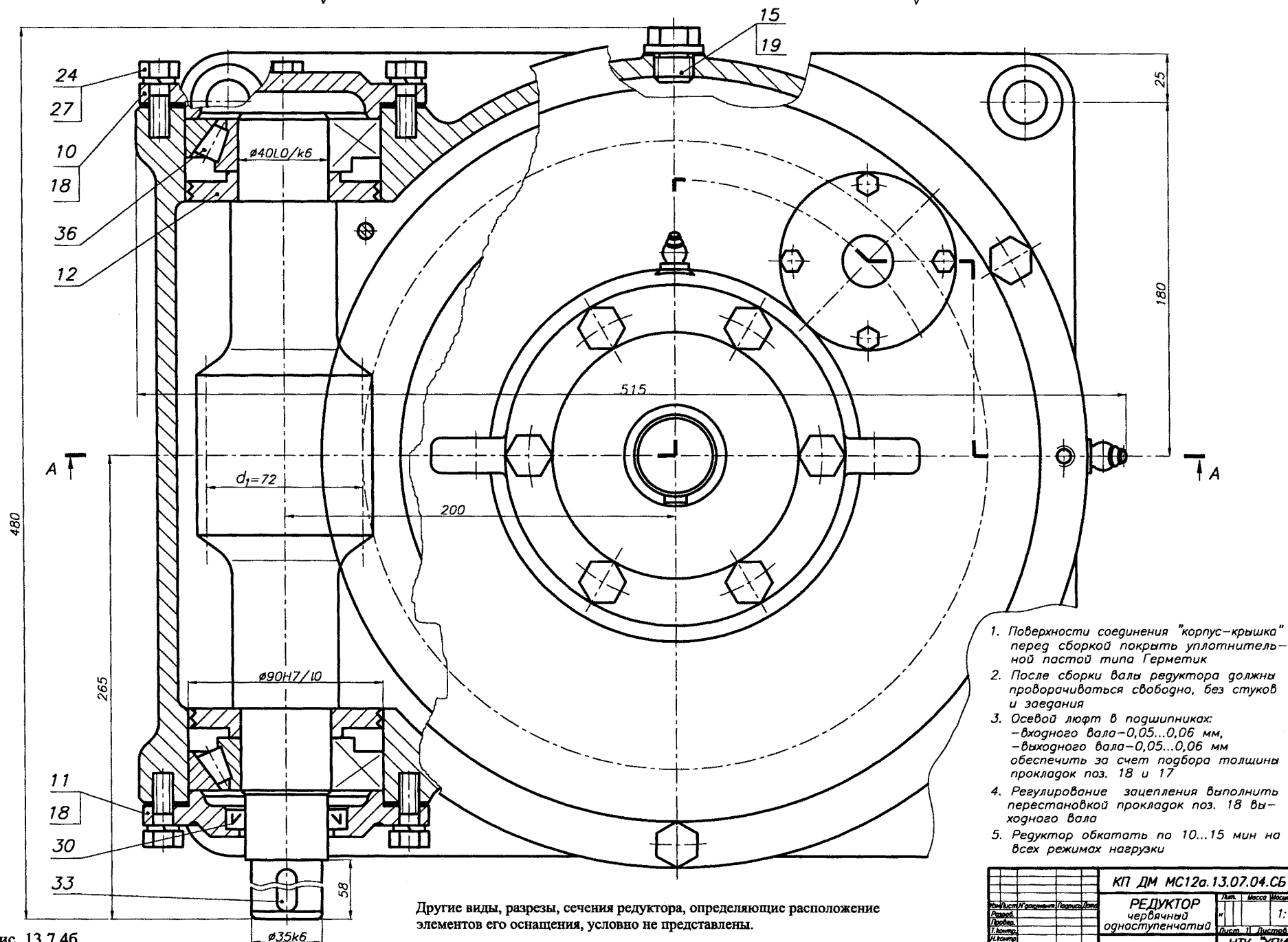
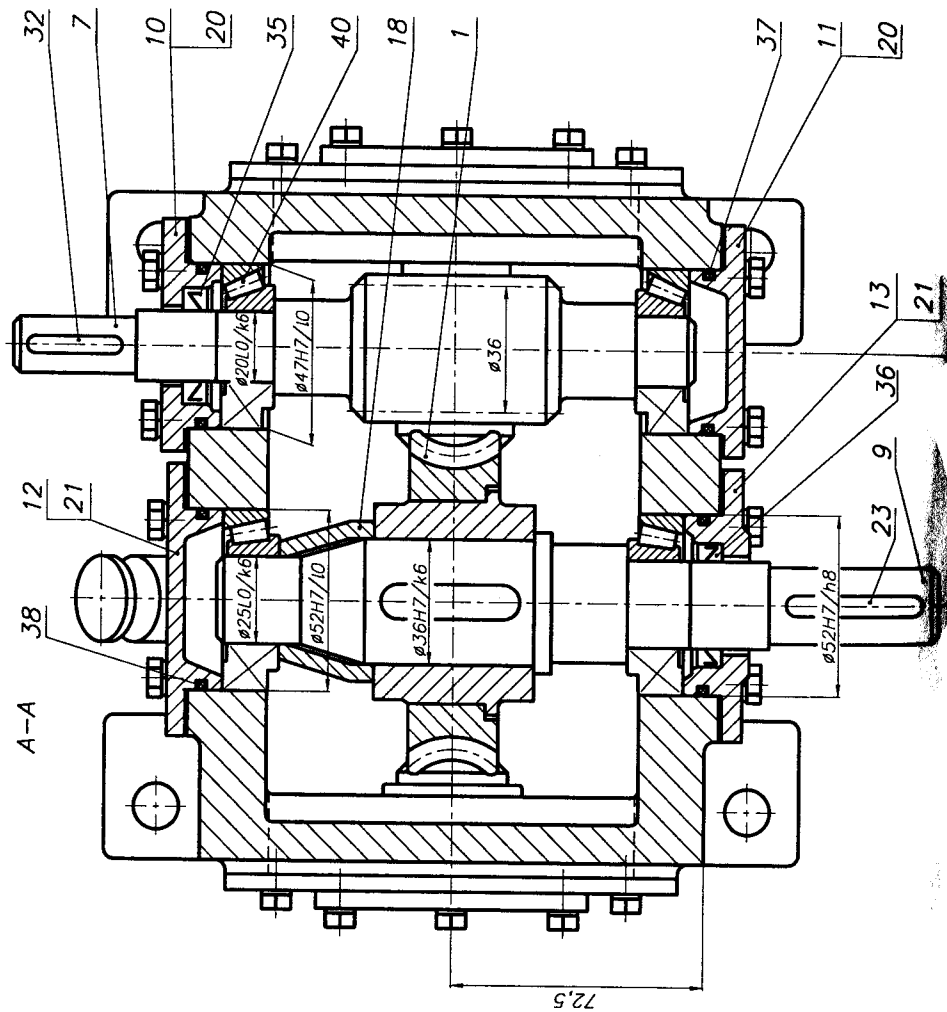
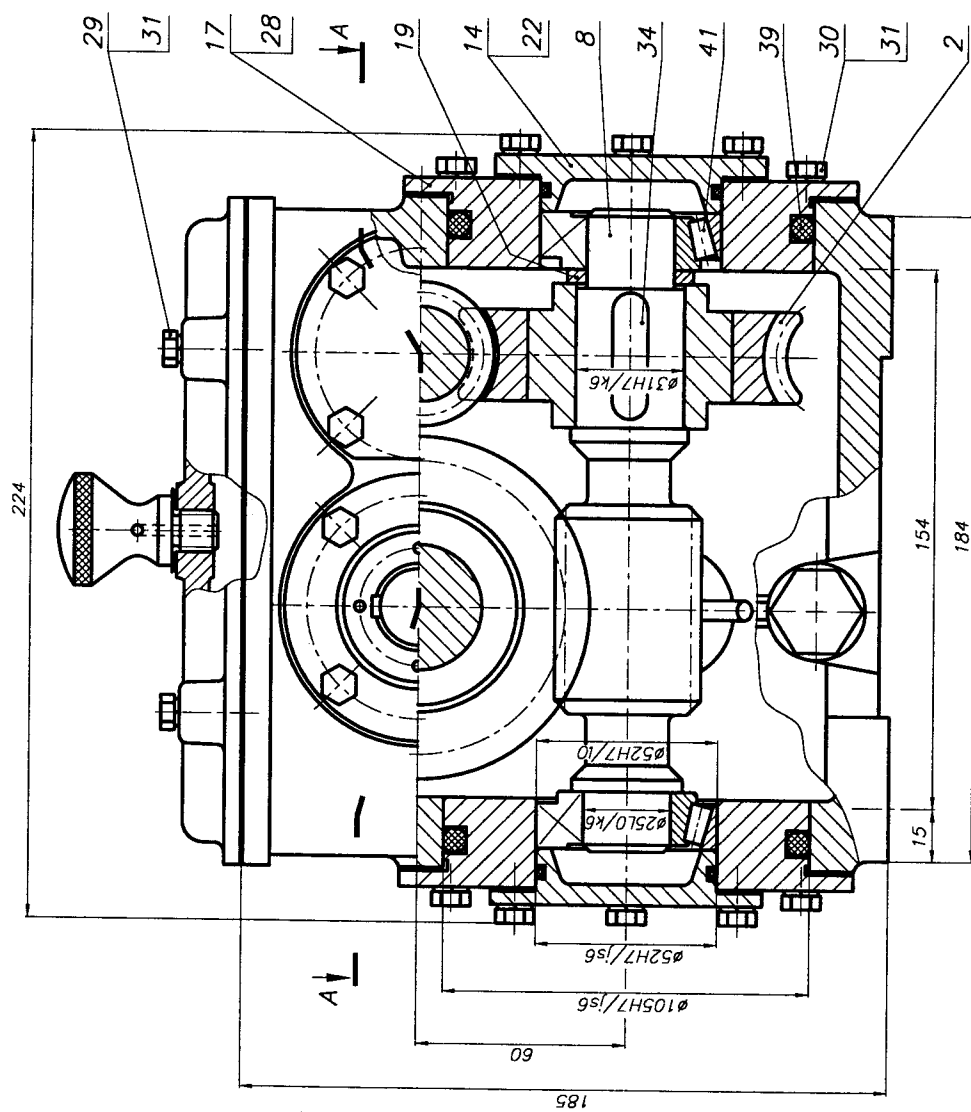


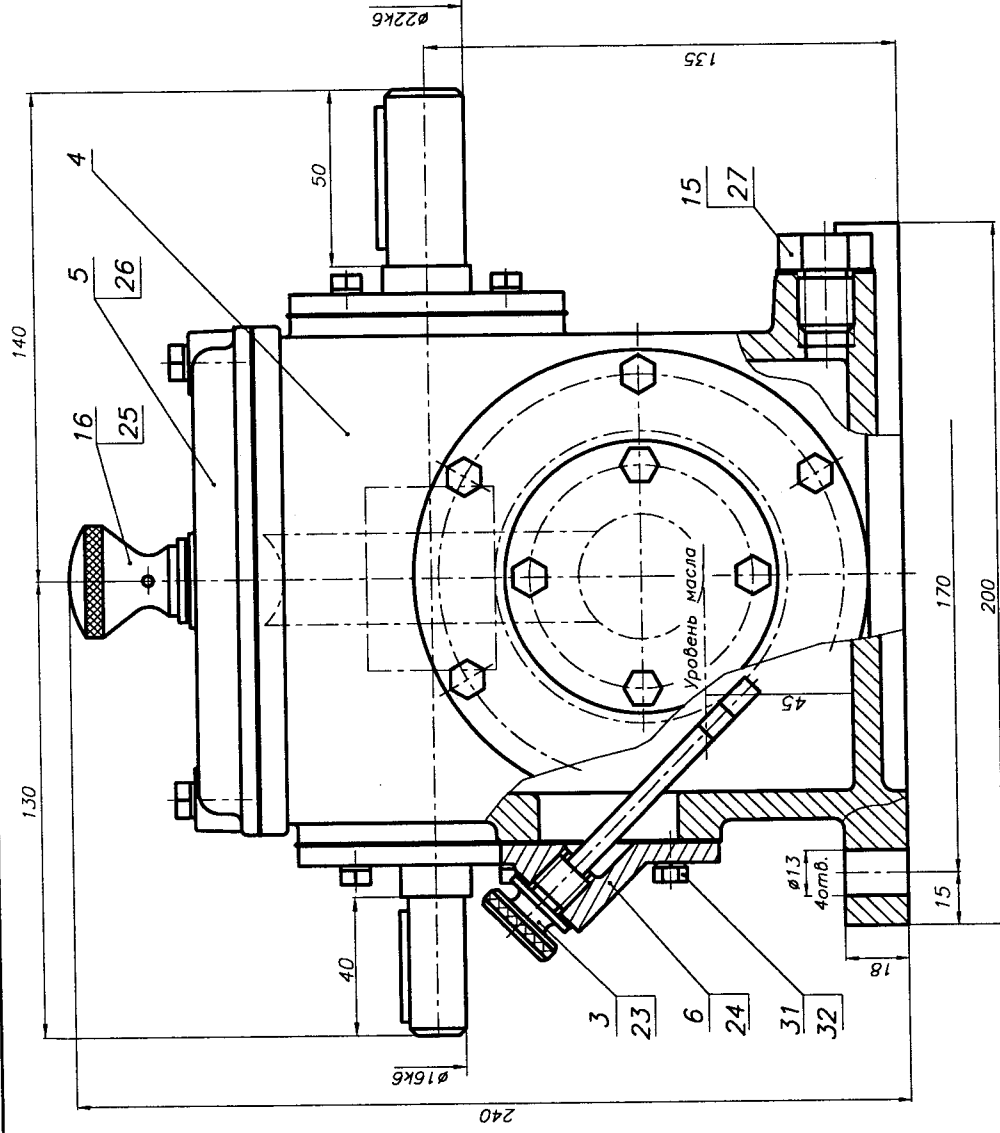
Рис. 13.7.46

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны вращаться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
- входного вала - 0,05...0,06 мм,
- выходного вала - 0,05...0,06 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 18 и 17
4. Регулирование зацепления выполнить перестановкой прокладок поз. 18 выходного вала
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

КП ДМ МС12а.13.07.04.СБ			
РЕДУКТОР червячный одноступенчатый			
Разработчик	Проверен	Лист	Масштаб
Проектировщик	Проверен	Лист	Масштаб
Конструктор	Проверен	Лист	Масштаб
Технолог	Проверен	Лист	Масштаб
Монтажник	Проверен	Лист	Масштаб
Контроль	Проверен	Лист	Масштаб

13.8. РЕДУКТОРЫ ЧЕРВЯЧНЫЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ





1. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
2. Крышки подшипников выполнены накладными.

3. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 20, 21 и 22.
4. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Техническая характеристика

$P_{\text{вх}} = 0,1 \text{ кВт}$
 $n_{\text{вх}} = 2905 \text{ мин}^{-1}$
 $U = 392$
 $n_{\text{вых}} = 7,4 \text{ мин}^{-1}$
 $T_{\text{вх}} = 62,43 \text{ Н·м}$

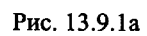
I ступень	II ступень
$u_1 = 28$	$u_2 = 14$
$z_{11} = 1$	$z_{21} = 2$
$z_{12} = 28$	$z_{22} = 28$
$m_1 = 3 \text{ мм}$	$m_2 = 3 \text{ мм}$
$q_1 = 12$	$q_2 = 12$

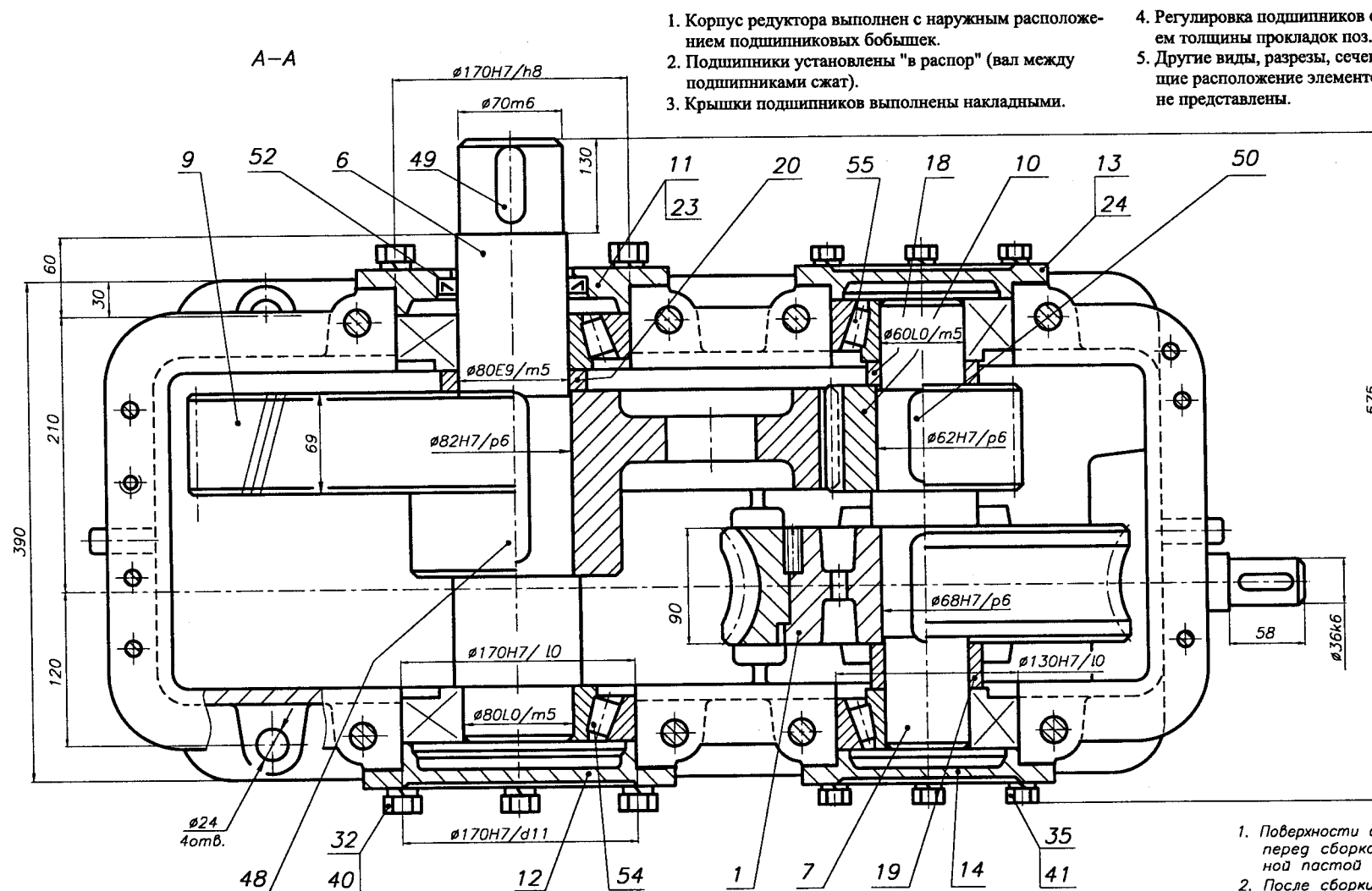
1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик.
2. После сборки валы редуктора должны проработаться свободно, без стуков и заедания.
3. Осевая люфт в подшипниках:
 - входного вала—0,04...0,05 мм,
 - промежуточного вала—0,05...0,06 мм,
 - выходного вала—0,06...0,07 мм
 обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 20, 22, 21
4. Регулирование зацепления выполнять перестановкой прокладок поз. 22 про-межуточного и поз. 21 выходного вала редуктора
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Объем масляной ванны—1,2 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—4400 Н; выходного—5400 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

Рис. 13.8.16

КП ДМ МС12а.13.08.01.СБ		Лист 1	Листов 1
РЕДУКТОР червячный одноступенчатый		Лист 1	Листов 1
НТУ ХПМ		Лист 1	Листов 1
Корпус ДМ и ГМ		Лист 1	Листов 1





1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.

4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 23, 24 и 25.
5. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Техническая характеристика

$P_1 = 5,0$ кВт	$u_{\text{черв}} = 28$	$u_{\text{шл}} = 3,81$
$n_{\text{вых}} = 15,83$ мин ⁻¹	$z_1 = 1$	$z_2 = 21$
$T_{\text{вых}} = 2100$ Н·м	$z_2 = 28$	$z_2 = 80$
$u_o = 106,67$	$m = 10$ мм	$m_n = 6$ мм
	$q = 10$	$\beta = 15^\circ 51' 57''$

1. Объем масляной ванны—2,5 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
Входного—4500 Н; Выходного—7300 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

4. Регулирование зацепления червячной передачи выполнить перестановкой прокладок поз. 24 промежуточного вала
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

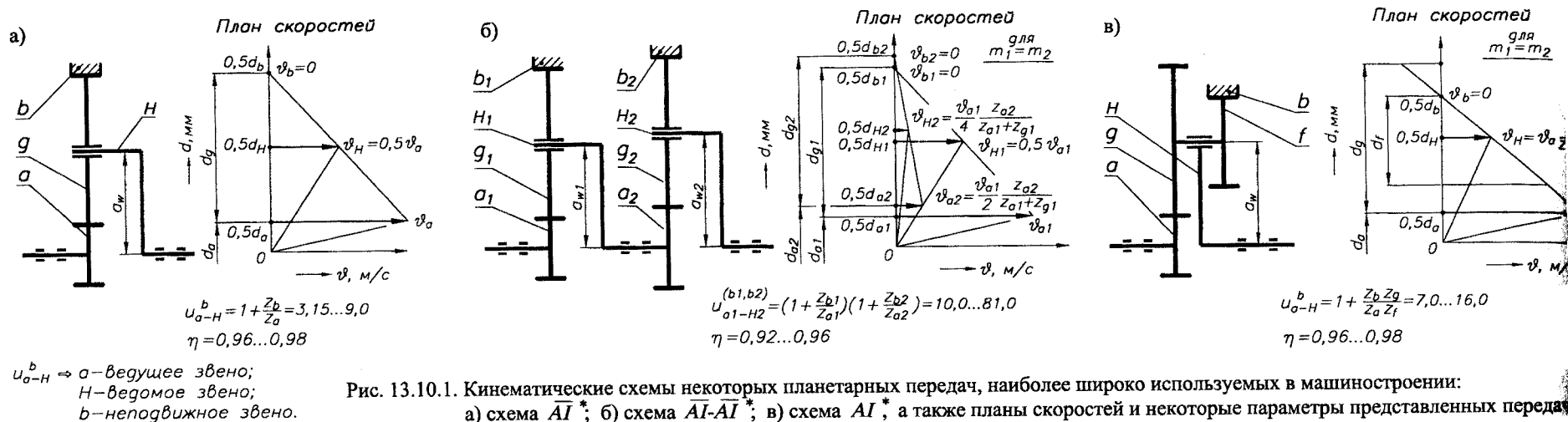
1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
—входного вала—0,03...0,04 мм,
—промежуточного вала—0,08...0,09 мм,
—выходного вала—0,09...0,10 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 25, 24, 23

Рис. 13.9.16

КП ДМ МС12а.13.09.01.СБ			
РЕДУКТОР червячно-цилиндрический			
Лист 11	Листов 1	Масса	1:1
БНТУ			
Кафедра ДМ и ПТМ			

13.10. ПЕРЕДАЧИ ПЛАНЕТАРНЫЕ [9, 18, 30]

13.10.1. НЕКОТОРЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ, РАСЧЕТУ И КОНСТРУИРОВАНИЮ ПЕРЕДАЧ [9]



ИСХОДНЫЙ ПАРАМЕТР для конструирования - передаточное отношение u . ВЫПОЛНЯЮТСЯ:

1. Кинематический расчет передачи.
2. Прочностной расчет передачи.
3. Конструирование передачи.

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ сводится к подбору чисел зубьев колес при соблюдении:
- уравнения передаточного отношения;
 - уравнения соосности;
 - условия соседства сателлитов при их числе $p_c \geq 2$;
 - условия сборки (зацепляемости) при $p_c \geq 2$.

Решение этих уравнений и условий обычно представляется в виде так называемых генеральных уравнений, что дает возможность определения областей безусловного существования параметров рассматриваемых схем механических передач.

* - В основу структурной символики схем планетарных передач положена символика зацеплений и видов колес: А - внешнее зацеплений (или колесо с внешними зубьями); I - внутреннее зацеплений (или колесо с внутренними зубьями); - черта над символом обозначает одновенцовость сателлита.

Если на указанные области безусловного существования параметров планетарной передачи нанести линии (или условия) качественных ее показателей (КПД, равнопрочность всех ступеней, минимальный вес и габариты, максимальное быстродействие, требуемая точность и т.д.), то такое решение позволит конструктору на уровне выбора схемы определить также качественные показатели будущей передачи.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ для передач с прямыми зубьями выполняется по ниже представленным зависимостям.

1. Выбирают схему рассчитываемой передачи, обеспечивающую заданное передаточное отношение (рис. 13.10.1а-в).

2. Предварительное число зубьев передачи:

- для схем рис. 13.10.1а,б:

Принимают $z_a = 12; 15; 18$.

Рекомендуемые z_a - см. табл. 13.10.2.

Тогда $z_b = z_a(u-1)$ и $z_g = 0,5(z_b - z_a)$;

- для схем рис. 13.10.1в:

Принимают $z_a = 12; 15; 18$ (табл. 13.10.2).

Тогда $z_b = z_a(u-1)/e$, где $e = f(u)$ (табл. 13.10.1).

Полученные значения z_b округляют до целых чисел кратных числу сателлитов p_c .

Табл. 13.10.1. Зависимость $e = f(u)$

u	10	12	14	16
e	1,4	1,5	1,6	1,8

3. Уточняют коэффициент $e = z_a(u-1)/z_b$.
4. Предварительно определяют $z_f = (z_b - z_a)/(e+1)$ и $z_g = e z_f$. z_f, z_g - целые числа
5. По табл. 13.10.2 выбирают коэффициенты смещения x_a - для колеса a и x_b - для колеса b .
 $x_a, x_b = f(z_a, z_g)$.
6. Вычисляют коэффициент $B = 1000(x_a + x_b)/(z_a + z_g)$ и по номограмме (рис. 13.10.2) определяют угол зацепления α_w скорректированной передачи. Принимая в первом приближении модули обеих ступеней одинаковыми, производят уточнение чисел зубьев по условиям соосности, соседства и сборки.

УРАВНЕНИЕ СООСНОСТИ (для схем рис. 13.10.1

$$z_g = (z_b - z_a)/2.$$

Для схемы рис. 13.10.1в

$$(z_a + z_g) = (z_b - z_f)$$

УСЛОВИЕ СБОРКИ (зацепляемости) передачи

$$z_b/p_c = \gamma; \quad z_a/p_c = \gamma, \text{ где } \gamma - \text{целое число.}$$

УСЛОВИЕ СОСЕДСТВА будет проверено ниже
(см. прочностной расчет передачи п. 7).

2. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ включает:

2.1. Выбор материалов зубчатых колес и вида их химико-термической обработки (4.1).

2.2. Определение допускаемых напряжений σ_{Hpa} (4.1).

Эквивалентное число циклов нагружения (4.1 п. 2.2):

$$\text{- шестерни } \sigma \quad N_{H\sigma} = 60 p'_a L_h c k_{HE},$$

где $p'_a = p_a - p_h$ - относительная частота вращения шестерни σ и водила h ;

$$\text{- сателлита } N_{Hg} = 60 p'_g L_h c k_{HE},$$

где $p'_g = p_a z_a / z_g$ - относительная частота вращения сателлита g и шестерни σ .

Определение допускаемых напряжений σ_{Hpa} для пары "центральная шестерня σ - сателлит g " проводится, следуя (4.1 п. 2).

2.3. Прочностной расчет закрытых зубчатых передач относительно σ_w (4.2.2).

1. Из двух пар зацепления передачи " $b-g$ " (зацепление внутреннее) и " $\sigma-g$ " (зацепление внешнее) определяют межосевое расстояние σ_w проводят по зависимости для внешнего зацепления, как более нагруженного.

$$\sigma'_w = k_a (u' + 1) \sqrt[3]{\frac{T_a k_{H\beta} k_A \Omega}{\psi_{ba} \sigma_{Hpa}^2 u' n_c}},$$

где $u' = p_a / p'_g$;

Ω - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по потокам.

При отсутствии компенсирующих устройств в передаче (рис. 13.10.3) $\Omega = 1,3 \dots 2,0$. В передачах с самоустанавливающимся одним из центральных колес (рис. 13.10.4) $\Omega = 1,1 \dots 1,2$.

$$\psi_{ba} = b / \sigma_w = 0,5 \text{ для } u \leq 6,3;$$

$$\psi_{ba} = 0,4 \text{ для } u > 6,3.$$

2. Величину σ'_w округляют до ближайшего значения σ_w , мм ($\sigma_w \approx \sigma'_w$) в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.3).

3. Ширина колеса внутреннего зацепления $b_b = \psi_{ba} \sigma_w$.

$$\text{Ширина венца сателлитов } b_g = (1,03 \dots 1,04) b_b.$$

$$\text{Ширина колеса внешнего зацепления}$$

$$b_a = (1,03 \dots 1,04) b_g.$$

4. Модуль передачи $m' = 2 \sigma_w / [(u' + 1) z_a]$.

m' округляют до ближайшей величины m_n , мм ($m_n \approx m'$) в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.2).

5. Уточняют числа зубьев колес z_a , z_b и z_g с проверкой условий соосности и сборки.

6. Определяют диаметры колес a , b и g и уточняют коэффициенты смещения для получения σ_w .

7. УСЛОВИЕ СОСЕДСТВА

$$\sigma_w \sin(\pi/n_c) > 0,5 d_{ag},$$

где d_{ag} - диаметр вершин зубьев сателлита.

8. Определяют предварительные размеры валов (1.2 п. 11).

9. Выполняют компоновку редуктора (п. 5), принимая типы подшипников:

- для опор центральных валов - шариковые радиальные легкой серии;

- для опор сателлитов - шариковые или роликовые сферические средней серии.

10. Выполняют проектный расчет валов.

Учитывая наибольшую возможную неравномерность распределения нагрузки по потокам, окружную силу в зацеплении колес вычисляют по зависимости

$$F_t = 4 T_a / (d_a k_c).$$

11. Проводят выбор подшипников.

3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧИ

Тенденции развития планетарных редукторов прослеживаются при сравнении конструкций редукторов рис. 13.10.3 и 13.10.4.

На рис. 13.10.3 представлен планетарный одноступенчатый редуктор с жестко установленными колесами a и b , что приводит к повышенным величинам Ω .

Для уменьшения неравномерности распределения нагрузки по потокам одно из центральных колес выполняют самоустанавливающимся. На рис. 13.10.4 самоустанавливающимся выполнено колесо a . Возможно выполнение самоустанавливающимся колеса b .

Для уменьшения неравномерности распределения нагрузки по ширине венца сателлита его устанавливают на сферическом шариковом или роликовом подшипнике.

Водила выполняют цельными (литыми из стали или высокопрочного чугуна), сварными или составными.

Другие рекомендации по конструированию [9].

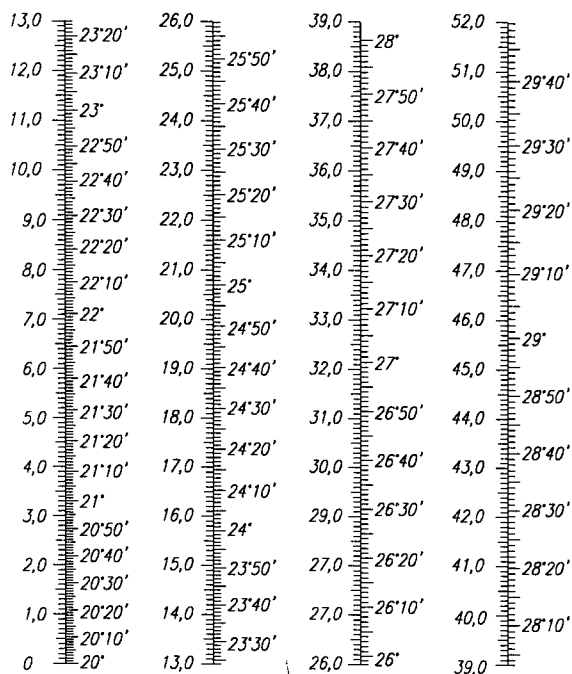


Рис. 13.10.2. Номограмма для определения угла зацепления скорректированной передачи

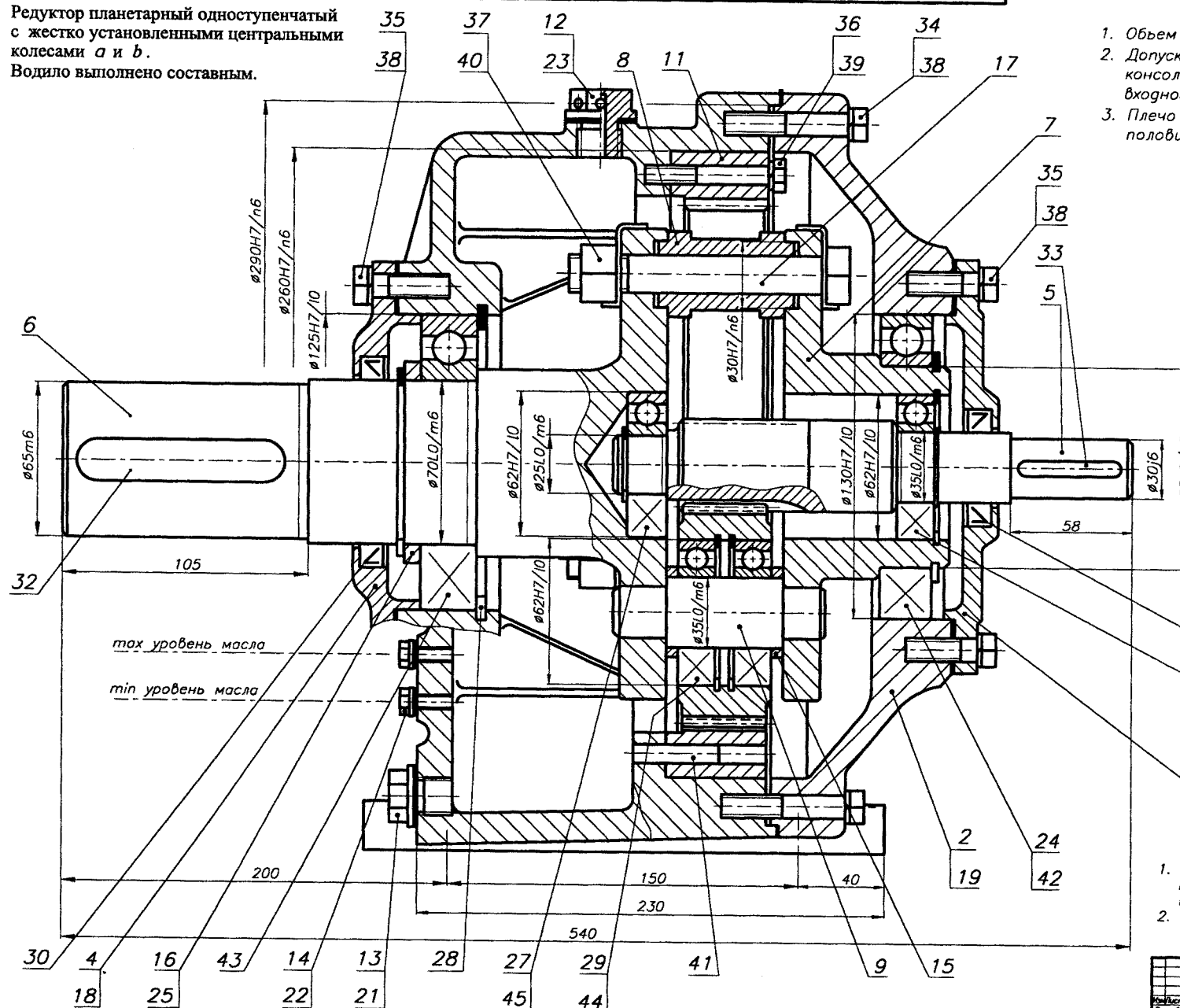
Табл. 13.10.2. Значения коэффициентов смещения x_a и x_b

z_g	$z_a = 12$	$z_a = 15$	$z_a = 18$	$z_a = 22$	$z_a = 28$	$z_a = 34$
	$+x_a + x_b$	$+x_a + x_b$	$+x_a + x_b$	$+x_a + x_b$	$+x_a + x_b$	$+x_a + x_b$
18	0,30 0,61	0,34 0,64	0,54 0,54	-	-	-
22	0,30 0,66	0,39 0,75	0,60 0,64	0,68 0,68	-	-
28	0,30 0,88	0,26 1,04	0,40 1,02	0,59 0,94	0,86 0,86	-
34	0,30 1,03	0,13 1,42	0,30 1,30	0,48 1,20	0,80 1,08	1,01 1,01
42	0,30 1,30	0,20 1,53	0,29 1,48	0,40 1,48	0,72 1,33	0,90 1,30
50	0,30 1,43	0,25 1,65	0,32 1,63	0,43 1,60	0,64 1,60	0,80 1,58
65	0,30 1,69	0,26 1,87	0,41 1,89	0,53 1,80	0,70 1,84	0,83 1,79
80	0,30 1,96	0,30 2,14	0,48 2,08	0,61 1,99	0,75 2,04	0,89 1,97
100	0,30 2,90	0,36 2,32	0,52 2,31	0,65 2,19	0,80 2,26	0,94 2,22
125	-	-	-	0,75 2,43	0,83 2,47	1,00 2,46

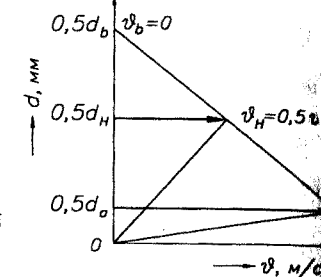
13.10.2. РЕДУКТОРЫ ПЛАНЕТАРНЫЕ [9, 21, 30]

Редуктор планетарный одноступенчатый с жестко установленными центральными колесами a и b .
Водило выполнено составным.

1. Объем масляной ванны—1,9 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка конусных участков валов:
входного—2900 Н; выходного—12500
3. Плечо приложения конусной нагрузки половина длины посадочного места



План скоростей



$$U_{a-j}^b = \frac{Z_a + Z_b}{Z_a} = 7,14$$

Техническая характеристика

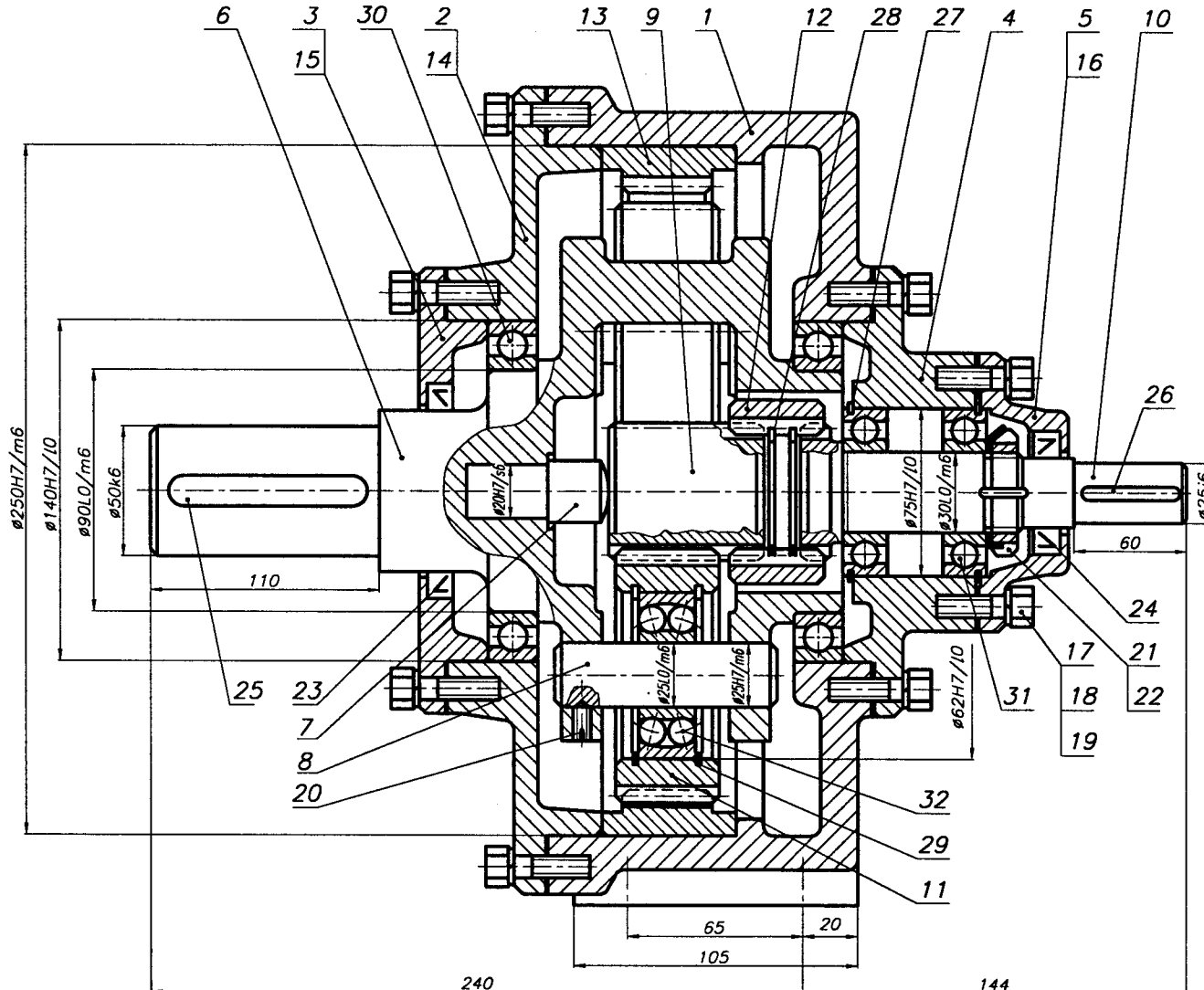
$P_1 = 4,0$	kBm
$n_1 = 950$	ММН
$n_2 = 133$	ММН
$T_2 = 275$	Н·М

$$\begin{aligned} z_a &= 21 \\ z_b &= 129 \\ z_g &= 54 \\ m_n &= 2,0 \text{ mm} \\ \beta &= 0^\circ \\ u_{aH}^b &= 7,14 \end{aligned}$$

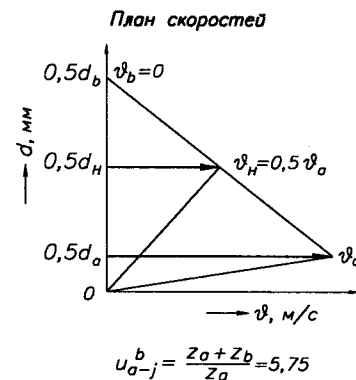
1. После сборки валы редуктора должны свободно вращаться, без заедания
2. Редуктор обкатать по 10...15 мин во всех режимах нагрузки

		KП ДМ МС12а.13
		РЕДУКТОР планеторный одноступенчатый

Рис. 13.10.3



1. Объем масляной ванны—1,6 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного—2600 Н; выходного—10500 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—
половина длины посадочного места



Техническая характеристика

$$\begin{aligned} P_1 &= 4,0 & \text{кВм} \\ n_1 &= 950 & \text{мкм}^{-1} \\ n_2 &= 165,2 & \text{мкм}^{-1} \\ T_2 &= 220 & \text{н.м} \\ z_a &= 24 \\ z_b &= 114 \\ z_g &= 45 \\ m_n &= 2,0 & \text{мм} \\ \beta &= 0^\circ \\ u_{aH}^b &= 5,75 \end{aligned}$$

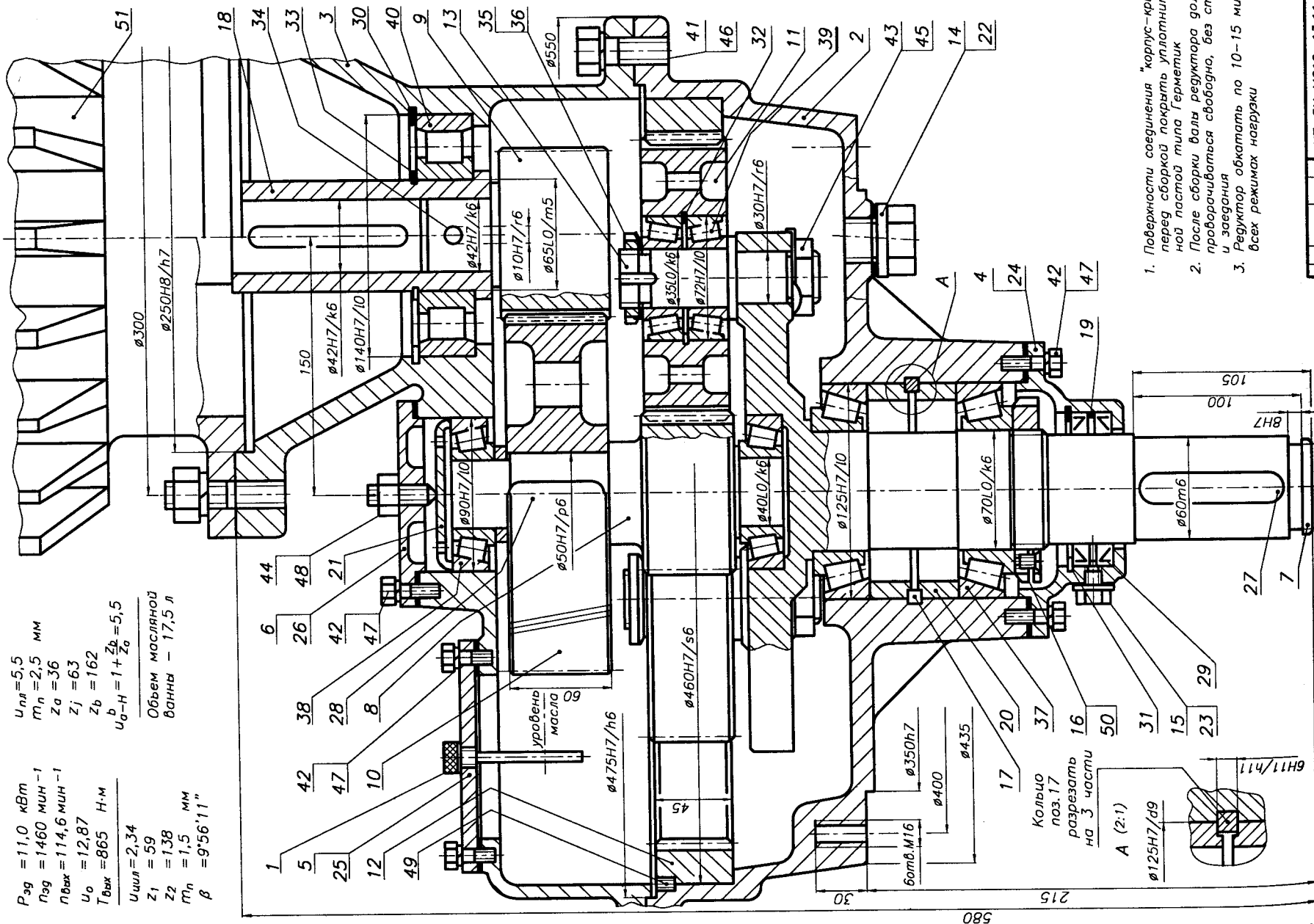
1. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
2. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Редуктор планетарный одноступенчатый с самоустанавливающимся центральным колесом *a*. Колесо *b* жестко установлено в корпусе.
Водило выполнено цельным (отливка).

				КП ДМ МС12а.13.10.04.СБ					
				РЕДУКТОР планетарный одноступенчатый					
Имя / Инициалы / Фамилия / Отчество / Подпись / Дата				Лист	Масса		Объем		
Город:				№			1:1		
Подпись:									
Телефон:									
Адрес:									
Компания:									
Должность:									
Дата:									
				НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и П					

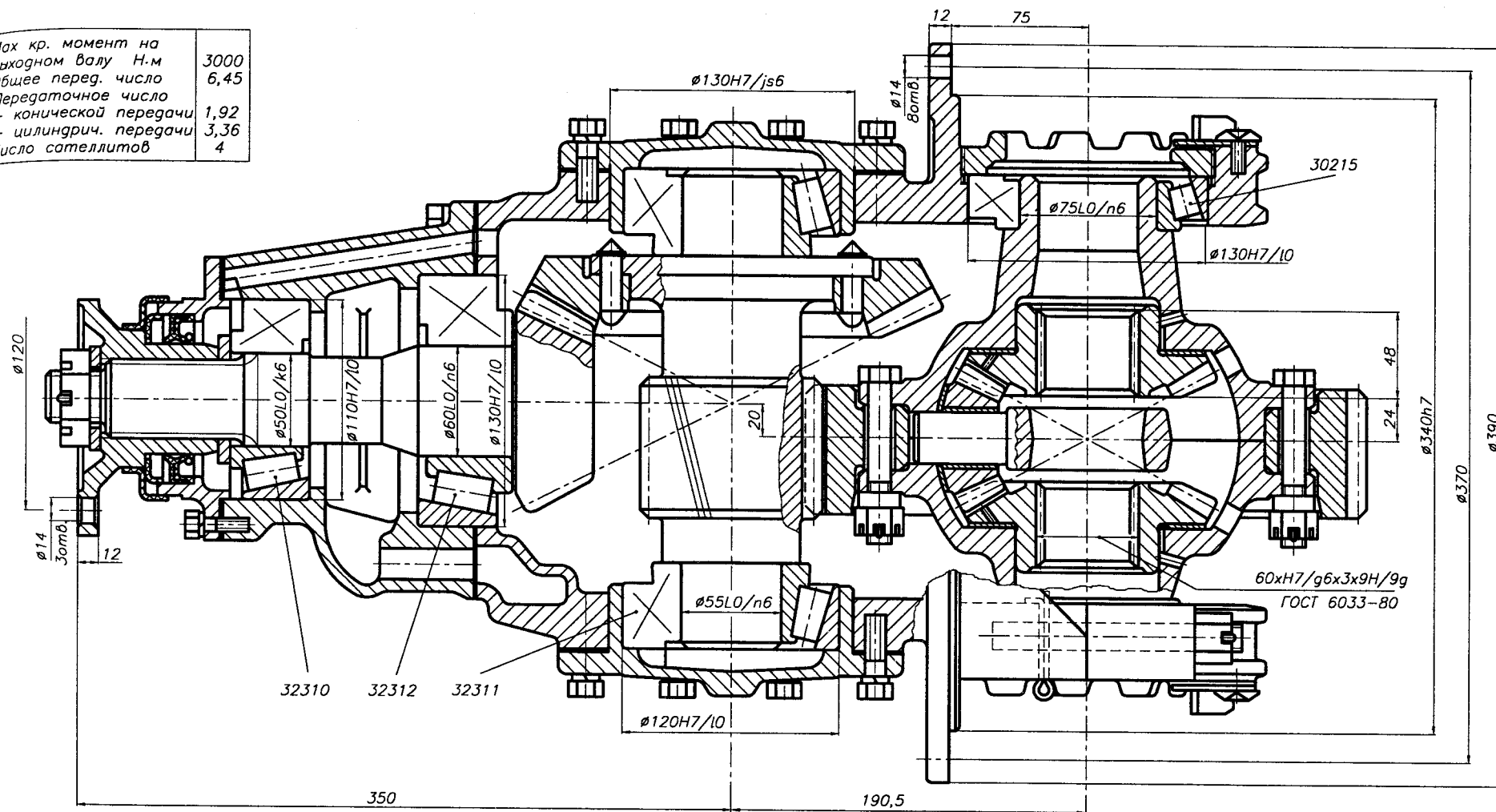
13.11. МОТОР-РЕДУКТОР

$P_{эв} = 11,0 \text{ кВт}$
 $P_{ог} = 1460 \text{ мин}^{-1}$
 $P_{вх} = 114,6 \text{ мин}^{-1}$
 $U_0 = 12,87$
 $T_{вх} = 865 \text{ Н·м}$
 $U_{шл} = 2,34$
 $Z_1 = 59$
 $Z_2 = 138$
 $m_n = 1,5 \text{ мм}$
 $\beta = 9^\circ 56' 11''$
 $U_{нл} = 5,5$
 $m_n = 2,5 \text{ мм}$
 $Z_0 = 36$
 $Z_1 = 63$
 $Z_b = 162$
 $U_{0-H} = 1 + \frac{Z_b}{Z_0} = 5,5$
 Объем масляной
 ванны — 17,5 л



13.12. ПЕРЕДАЧА ГЛАВНАЯ АВТОМОБИЛЯ

Мак кр. момент на выходном валу Н.м	3000
Общее перед. число	6,45
Передаточное число – конической передачи	1,92
– цилиндрич. передачи	3,36
Число сателлитов	4



Передача коническая				Передача цилиндрическая				Передача планетарная коническая			
Модуль, мм	m_{ne}	9,0		Модуль, мм	m_n	6,0		Модуль, мм	m_{ne}	6,35	
Число зубьев	z	13	25	Число зубьев	z	14	47	Число зубьев	z	11	22
Внешний делит. диаметр, мм	d_e	117	225	Диаметр начальной окружности, мм	d_w	87,44	293,56	Внешний делит. диаметр, мм	d_e	69,85	139,7
Ширина, мм	b		40	Ширина, мм	b	75	70	Ширина, мм	b		27
Угол наклона зуба, град	β	35°		Угол наклона зуба, град	β	16°07'52"		Угол наклона зуба, град	β	0°	
Угол зацепл., град	α	20°		Угол зацепл., град	α	20°		Угол зацепл., град	α	22°30'	
Дл. образующ., мм	R_e	126,8		Межос. расст., мм	a_w	190,5		Дл. образующ., мм	R_e	78,1	
Материал		30ХГТ	30ХГТ	Материал		30ХГТ	55Х	Материал		30ХГТ	25ХГТ

Рис. 13.12.1

КП ДМ МС12а.13.12.01.СБ			
ПЕРЕДАЧА ГЛАВНАЯ автомобиля			
Лист 1	Листов 1	1:1	
БНТУ			
Кафедра ДМ и ПТМ			

В редукторах смазываются:

- зубчатые колеса,
- подшипники валов.

1. Смазывание зубчатых колес:

- погружением в масляную ванну при скорости колес $v_{\text{кол}} \leq 12...15$ м/с;
- струйное или под давлением при $v_{\text{кол}} > 12...15$ м/с.

При смазывании зубчатых колес погружением в масляную ванну придерживаются следующих правил:

- если в масляную ванну погружается быстроходное колесо, то глубина погружения обычно не превышает две высоты зуба;
- если в масляную ванну погружается тихоходное колесо, то глубина погружения обычно не превышает 0,25 радиуса колеса;
- объем масляной ванны составляет (0,3...0,8) л/кВт, что при известных размерах поперечного сечения редуктора определяет положение его дна;
- минимальное расстояние от вершин зубьев до дна масляной ванны должно быть не менее (5...10) мм;
- рекомендуемая вязкость масла в градусах Энглера $E^\circ 50$ для зубчатых передач (табл. 13.13.1), для червячных передач (табл. 4.2.25). Рекомендуемые масла для редукторов общемашиностроительного применения (табл. 13.13.2).
- для многоступенчатых редукторов разделение общего передаточного числа редуктора между отдельными его ступенями следует выполнить так, чтобы диаметры колес (не шестерен) всех ступеней были приблизительно одинаковыми (рис. 13.13.1). Из этого условия следуют рекомендации по распределению передаточных чисел многоступенчатых редукторов;
- при невыполнении вышеуказанного условия $d_{21} \approx d_{2n}$ следует для зубчатых колес с недостаточным смазыванием предусмотреть дополнительную масляную ванну (рис. 13.13.2а), смазывающее паразитное колесо (рис. 13.13.2б) или другие конструктивные решения.

2. Смазывание подшипников валов осуществляется:

- тем же маслом, что и зубчатые колеса при $v_{\text{кол}} \geq 3$ м/с;
- смазывание пластичными смазочными материалами при $v_{\text{кол}} < 3$ м/с.

С целью предотвращения вымывания смазок из подшипниковых узлов рекомендуется последние выполнять с защитными шайбами (рис. 8.6.4а, 8.6.5б, 8.6.7а,к и др.).

Некоторые конструктивные решения по смазыванию подшипников и зубчатых колес представлены на рис. 13.13.2, 13.13.3.

13.13. СМАЗЫВАНИЕ РЕДУКТОРОВ

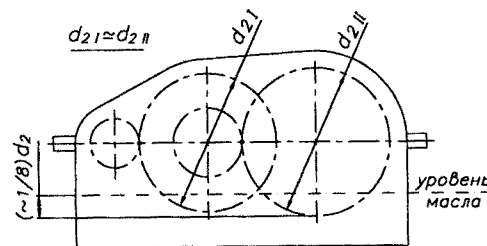


Рис. 13.13.1. Оптимальные значения передаточных чисел $u_{(2)}$ для получения $d_{21} \approx d_{2n}$

Табл. 13.13.1. Рекомендуемая вязкость масел E° для зубчатых передач

Материал колес	$\sigma_{\text{т}}$ МПа	E_{50}^0 (E_{100}^0) при скорости колес $v_{\text{кол}}$					
		<0,5	0,5...1,0	1,0...2,5	2,5...5,0	5...10	
Синтетические материалы		24(3)	16(2)	11	8	6	
Чугун	470... ...1000	36(4,5)	24(3)	16(2)	11	8	
Бронза							
Сталь	1000... ...1200	36(4,5)	36(4,5)	24(3)	16(2)	11	
Стали для цементации	>1200	60(7)	36(4,5)	36(4,5)	24(3)	16(2)	

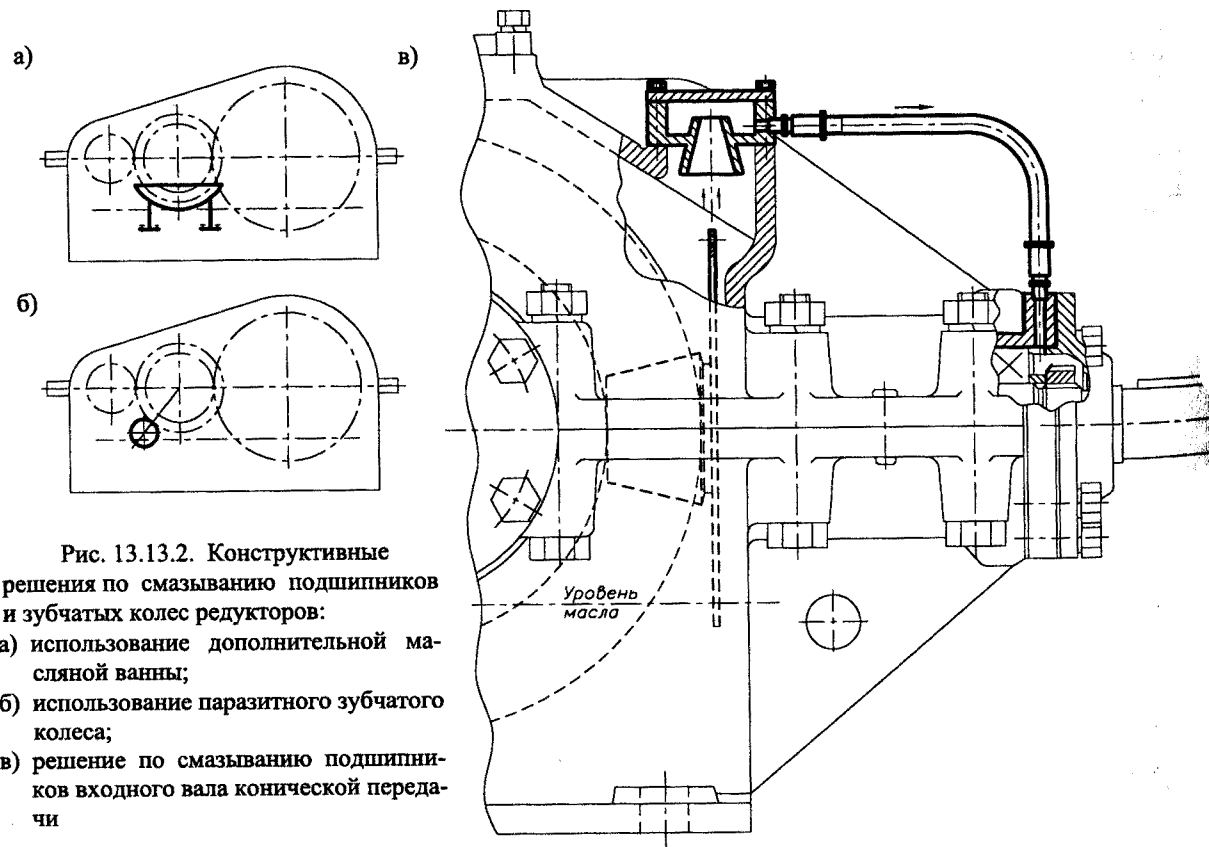


Рис. 13.13.2. Конструктивные решения по смазыванию подшипников и зубчатых колес редукторов:

- а) использование дополнительной масляной ванны;
- б) использование паразитного зубчатого колеса;
- в) решение по смазыванию подшипников входного вала конической передачи

Табл. 13.13.2. Масла для редукторов общемашиностроительного применения [28]

Марка масла	Кинематическая вязкость, мм ² /с при температуре, ° С		ГОСТ, ТУ	Условия применения			Примечания
	50	100		Температура окружающей среды, °С	Контактные напряжения: 1 - до 800 МПа 2 - до 1600 МПа	Окружная скорость или скорость скольжения, м/с	
						До 1 0,5...2,5 2,0...4,0 3,5...6,0 5,0...10 8,0...15 12...25	
Передачи зубчатые							
ИРП-40	35...45	8...10	ТУ 38-101451-78	- 10...+50	1	+ + +	Масло основное, а также для волновых редукторов с диаметром гибкого колеса до 80 мм
ИРП-75	72...80	11...13	ТУ 38-101451-78	- 10...+50	2	+ + +	
ИРП-150	140...160	18...20	ТУ 38-101451-78	- 10...+50	1	+ + + +	Масла основные
ИТП-200	220...240	—	ТУ 38-101292-79	- 10...+50	2	+ + + +	
ИТП-300	304...357	35...45	ТУ 38-101292-79	- 7...+50	1	+ + +	
					2	+ +	
И-40А	40	—	ГОСТ 20799-75	-15...+45	1	+ + +	Возможная замена для волновых редукторов с диаметром гибкого колеса до 80 мм
И-50А	50	7	ГОСТ 20799-75	- 20...+45	1	+ + +	Возможная замена для волновых редукторов с диаметром гибкого колеса до 160 мм
Передачи червячные							
ИГП-114	110...120	15	ТУ 38-101413-78	- 15...+50	1	+ + +	Масла основные
ИГП-152	147...158	20	ТУ 38-101413-78	- 15...+50	1	+ + +	
ИГП-182	175...190	23...28	ТУ 38-101413-78	- 8 ...+50	1	+ + +	
МС-20	157	20	ГОСТ 21743-76	- 18...+50	1	+ + + +	Масла для замены
Цилиндровое 52	60	50...70	ГОСТ 6411-76	- 5...+50	1	+ + +	
АСЗп-6	—	6	ТУ 38-10111-75	- 42...+25	1	+ + + +	
АСЗп-10	—	10	ТУ 38-101267-72	- 36...+25	1	+ + + +	

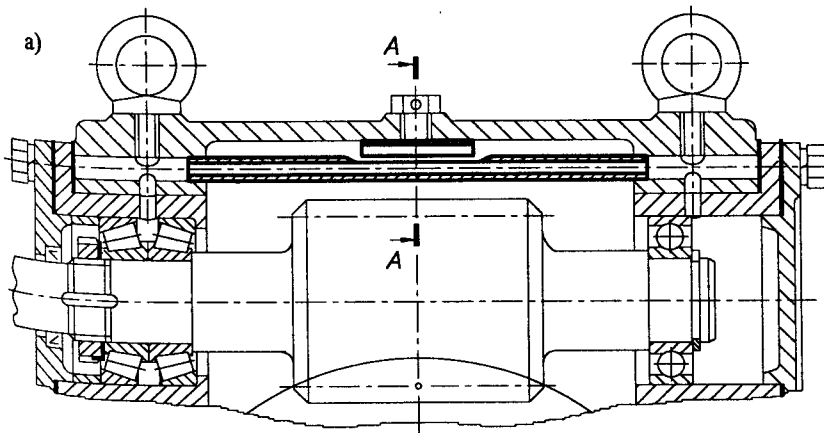
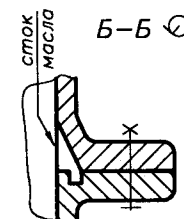
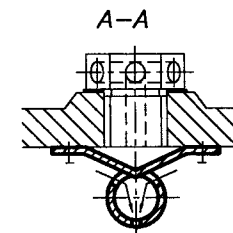
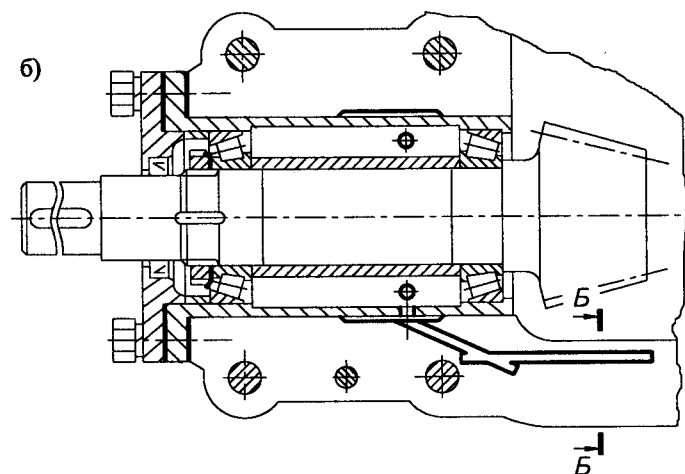


Рис. 13.13.3. Конструктивные решения по смазыванию подшипников и зубчатых колес редукторов:

- а) решение по смазыванию подшипников и червяка в передаче с верхним его расположением;
- б) решение по смазыванию подшипников входного вала конической передачи



14. МУФТЫ [8, 10, 25]

14.1. МУФТЫ ГЛУХИЕ

1. МУФТЫ ПРОДОЛЬНО-СВЕРТНЫЕ ГОСТ 23106-93

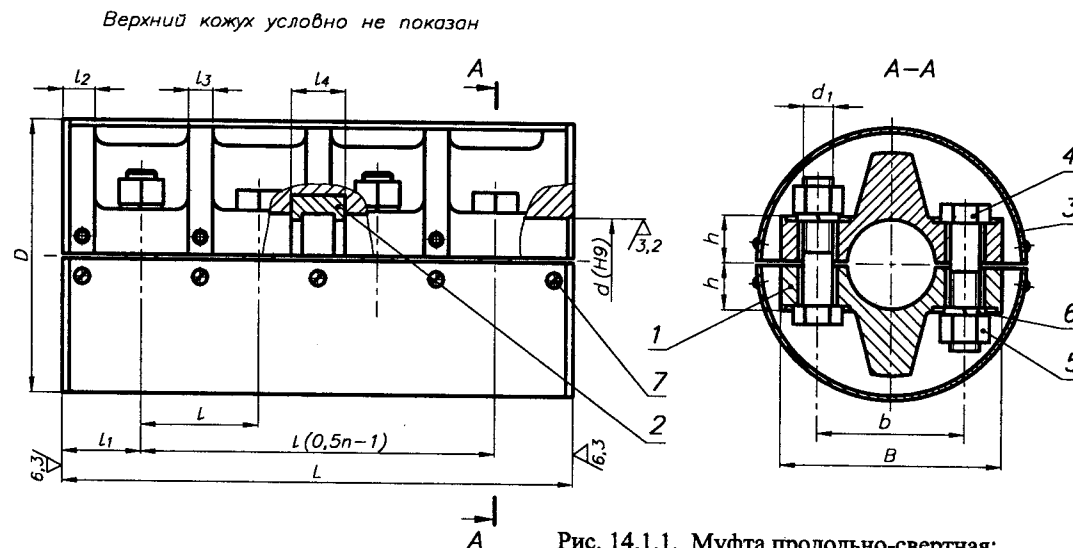


Рис. 14.1.1. Муфта продольно-свертная:

1 - полумуфта; 2 - фиксирующее полукольцо;
3 - полукожух; 4 - болт; 5 - гайка; 6 - шайба; 7 - винт

Полумуфты изготавливаются из чугуна СЧ20 по ГОСТ 1412-79, полукольца фиксирующие - из стали 45 по ГОСТ 1050-74. Муфта может быть выполнена без фиксирующих полуколец.

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. Если нагрузка является переменной, значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 1,4 раза. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 2 раза.

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.3 п. 2). Фаски (7.4.3 п. 2). Размеры опорных поверхностей под крепежные детали и диаметры отверстий под болты (12.7.1).

При определении силы, нагружающей вал муфты, следует принимать $d_3 = d$ (см. 6.5).

Табл. 14.1.1. Параметры муфт и их основные размеры, мм

ГОСТ 23106-93

T кН·м	d	D	L	l	l_1	l_2	l_3	l_4	h	d_1	К-во п
0,125	25...28	90	90	38	26	11	8	20	16	M10	4
0,200	30...35	105	120	50	35	15	10	22	16	M12	4
0,315	35...40	110	120	50	35	15	10	22	19	M12	4
0,50	40...45	120	170	50	35	15	10	28	22	M12	6
0,80	48...50	140	170	50	35	15	10	28	25	M16	6
1,25	55...63	150	170	50	35	15	10	28	25	M16	6
2,00	63...71	170	220	50	35	15	10	38	35	M16	8
3,15	75...85	200	220	50	35	15	10	38	35	M16	8
5,0	85...95	210	270	62	42	17	12	46	35	M20	8
8,0	100...110	240	340	76	56	26,5	15	54	39,5	M24	8
12,5	120...130	280	340	76	56	26,5	15	54	49	M24	8

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ продольно-свертной муфты, передающей номинальный крутящий момент $T = 200$ Н·м, с диаметром посадочных отверстий $d = 32$ мм, с фиксирующими полукольцами:
Муфта продольно-свертная 200-32-1

ГОСТ 23106-93

То же, без фиксирующих полуколец:

Муфта продольно-свертная 200-32-2

ГОСТ 23106-93

2. МУФТЫ ВТУЛОЧНЫЕ ГОСТ 24246-80

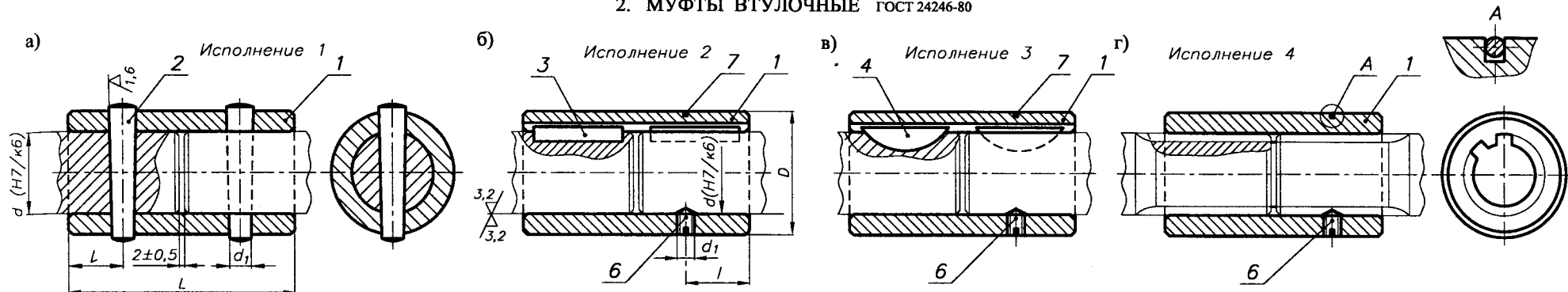


Рис. 14.1.2. Муфты втулочные, в которых для передачи крутящего момента используются:

а) - штифты, б) - шпонки призматические, в) - шпонки сегментные, г) - шлицы;

1 - втулка; 2 - штифт; 3 - шпонка призматическая; 4 - шпонка сегментная; 5 - соединение шлицевое; 6 - винт; 7 - кольцо пружинное

Табл. 14.1.2. Параметры муфт и их основные размеры, мм

ГОСТ 24246-80

T, кН·м для исполнений				d для исполнений		D	L для исполнений		Штифт	Шпонка поз.3	Шпонка поз.4	Винт поз.5	Кольцо поз.6
1	2	3	4	1, 2, 3	4		1, 2, 3	4					
0,032	—	0,063	—	18 19, 20	—	32	55	—	5x36	—	5x6,5 5x7,5	M6x8,66	32
0,05	0,071	0,1	0,14	20 22 24	16 18	38	65	45	6x40	6x6x25 8x7x25	5x7,5 5x9,0 6x9,0	M6x8,66	38
0,09	0,125	0,18	0,25	25 28	21 23	42	75	50	8x45	8x7x28	6x9,0 6x10	M6x8,66	42
0,125	0,180	0,25	0,355	28 30 32	23 26	48	90	55	8x50	8x7x36 10x8x36	6x10 8x11	M6x8,66	48
0,2	0,280	0,4	0,56	32 35...38	26 28, 32	55	105	65	10x60	10x8x45	8x11 10x13	M6x10,66	55
0,28	0,4	0,56	0,8	38 40...42	32 36	60	120	80	10x65	10x8x50 12x8x50	10x13 —	M6x10,66 M8x12,66	60
0,4	0,56	—	1,12	42 45, 48	36 42	70	140	90	12x80	12x8x63 14x9x63	—	M8x12,66	70
0,56	0,8	—	1,6	48, 50 53	42 46	80	150	100	12x90	14x9x63 16x10x63	—	M10x16,66	80
0,8	1,12	—	2,24	53...56 60	46 52	90	170	110	16x100	16x10x70 18x11x70	—	M10x16,66	90
1,12	1,6	—	3,15	60...65	52, 56	100	180	120	16x110	18x11x80	—	M10x20,66	100
1,6	2,24	—	4,5	65 70...75	56 62	110	200	130	20x120	18x11x90 20x12x90	—	M10x20,66	110
2,24	3,150	—	6,3	75 89, 85	72	120	220	150	20x120	20x12x100 20x14x100	—	M12x20,66	120
3,15	4,5	—	9,0	85 90, 95	82	130	240	170	25x140	22x14x110 25x14x110	—	M12x20,66	130
4,5	6,3	—	12,5	95 100, 105	92	140	280	190	25x140	25x14x125 28x16x125	—	M12x20,66	140

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. Если нагрузка является переменной, значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 1,4 раза. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 2 раза.

Втулки изготавливаются из стали 45 по ГОСТ 1050-74.

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).

Штифты конические по ГОСТ 3129-70 (17.6 п. 11).

Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).

Шпоночные соединения сегментные - ГОСТ 24071-80 (10.1.1).

Шлицевые соединения прямобоочные - ГОСТ 1139-80 (10.2.1).

Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (10.2.2).

Кольцо пружинное - ГОСТ 2833-77.

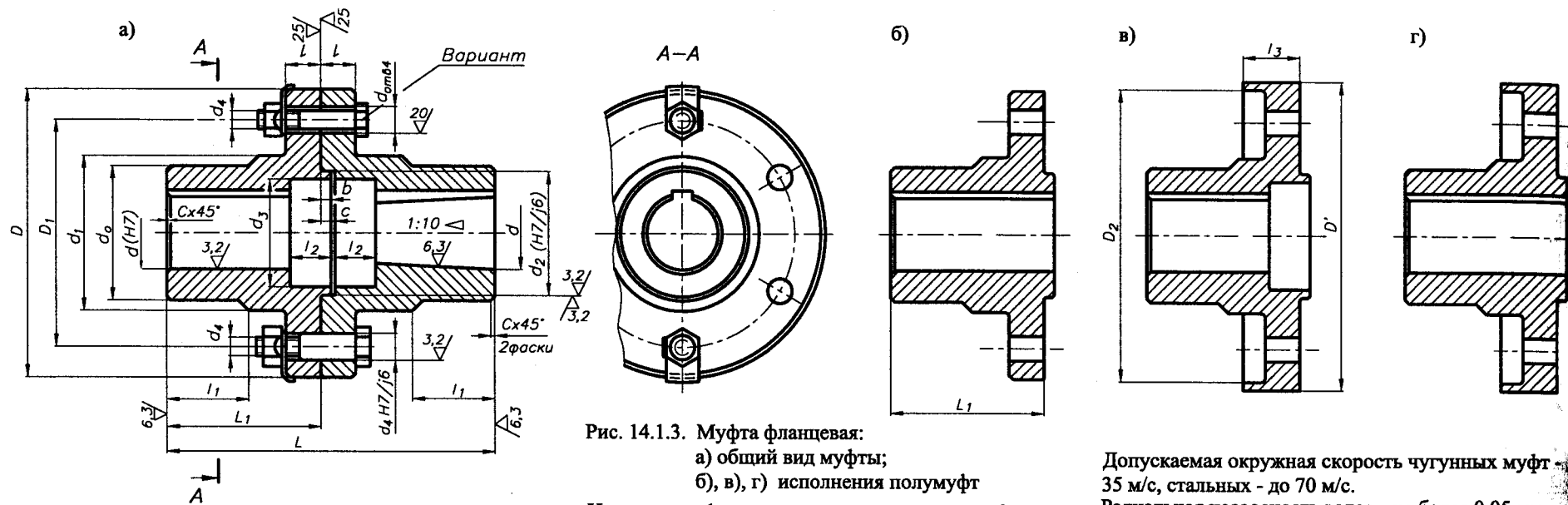
Фаски - (7.4.3 п. 2).

При определении силы, нагружающей валы от муфты, следует принимать $d_s = d$ (см. 6.5).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ втулочной муфты исполнения 1, передающей номинальный крутящий момент $T = 200$ Н·м, с диаметром посадочного отверстия $d = 38$ мм:

Муфта втулочная 1-280-38 ГОСТ 24246-80

3. МУФТЫ ФЛАНЦЕВЫЕ ГОСТ 20761-80



Полумуфты изготавливаются из стали 40 по ГОСТ 1050-74, 35Л по ГОСТ 977-75 или чугуна СЧ20 по ГОСТ 1412-79.

Табл. 14.1.3. Параметры муфт и их
присоединительные размеры, мм
ГОСТ 20761-80

T кН·м		d	D мм	L_1 max		L	
Сталь	Чугун			Исполнение			
				1	2	1	2
0,016	0,008	11...14	80	40	28	84	60
0,032	0,016	16...22	90	50	36	104	76
0,063	0,032	20...28	100	60	42	124	83
0,125	0,063	25...36	112	80	58	170	120
0,160	0,080	30...38	130	80	58	170	120
0,250	0,125	32...45	140	110	82	230	170
0,400	0,200	35...50	150	110	82	230	170
0,630	0,315	45...60	170	140	105	290	220
1,0	0,5	50...71	180	140	105	290	220
1,6	0,8	60...85	190	170	130	350	270
2,5	1,25	70...100	224	210	165	430	340
4,0	2,0	80...110	250	210	165	430	340
6,3	3,15	95...130	280	250	200	510	410
10	5,0	110...160	320	300	240	610	490
16	8,0	125...180	360	300	240	610	490
25	12,5	150...210	400	350	280	710	570
40	20	180...250	515	410	330	830	670

Исполнение 1 - длинные валы, исполнение 2 - короткие валы по ГОСТ 12080-66.

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. Если нагрузка является переменной, значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 1,4 раза. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 2 раза.

Табл. 13.1.4. Размеры фланцевых муфт, мм [8], [10]

d	D	D'	D_1	D_2	d_o	d_1	d_2	d_3	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	b	c	d_4	K-Bo
11...14	80	90	60	85	25	35	30	25	60	27	8	15	10	20	3	4	M8	4
16...18	90	100	65	90	30	40	35	30	80	37	10	20	10	25				
20...22	100	110	75	100	40	50	45	35	100	47	12	25	12	30				
25...28	120	130	90	120	50	60	50	40	120	55	15	30	16	35	5	6	M10	
30...38	140	150	110	140	65	75	60	50	160	75	17	40	20	28				
40...45	160	170	125	160	80	90	75	65	220	105	20	55	26	45			M12	
48...55	190	200	150	190	90	110	90	80	220	105	22	55	26	50				6
60...75	220	240	180	220	120	140	120	105	280	135	25	70	32	55			M16	
80...95	260	280	220	260	160	180	150	135	340	165	28	85	38	60				
100...120	340	360	280	340	190	220	180	165	420	200	32	105	42	67	10	12	M20	
125...150	375	400	320	380	230	270	210	190	500	240	36	125	48	75				
160...180	440	480	375	440	280	320	280	260	600	290	40	150	58	85			M24	8
190...220	515	560	440	520	330	380	320	300	700	340	45	175	68	90				

Допускаемая окружная скорость чугунных муфт - 35 м/с, стальных - до 70 м/с.
Радиальная несоосность валов - не более 0,05 мм.

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1),
Шпоночные соединения - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).
ГОСТ 10748-79 (10.1.1).

Шлицевые соединения прямобочные - ГОСТ 1139-80 (10.2)
Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (10.2)
Фаски - (7.4.3 п. 2).

При определении силы, нагружающей валы от муфты, следует принимать $d_3 = d$ (см. 6.5).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ фланцевой муфты, передающей номинальный крутящий момент $T = 63$ Н·м, с диаметром посадочных отверстий $d = 20$ мм, муфты в исполнении 1, из стали. Муфта фланцевая 63–20–11 ГОСТ 2076

То же, из чугуна:
Муфта фланцевая 63-20-12
ГОСТ 2076

То же, одна полумуфта с $d = 20$
исполнении 1, другая с $d = 25$
полнении 2, обе полумуфты из
Муфта фланцевая 63-20-11
ГОСТ 2076

14.2. МУФТЫ ПОДВИЖНЫЕ

1. МУФТЫ ЗУБЧАТЫЕ ГОСТ 5006-94

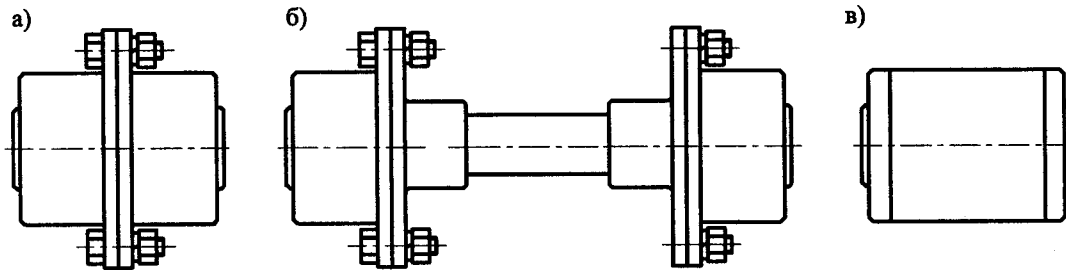


Рис. 14.2.1. Типы зубчатых муфт:

- а) - тип 1 (с разъемной обоймой);
б) - тип 2 (с промежуточным валом);
в) - тип 3 (с неразъемной обоймой)

Втулки муфт изготавливаются в исполнениях:

- 1 - с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;
- 2 - с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;
- 3 - с отверстиями для валов, соответствующими соединениям средней серии с прямобочными шлицами по ГОСТ 1139-80;

4 - с отверстиями для валов с эвольвентными шлицами по ГОСТ 6033-80.

Втулки, обоймы и фланцевые полумуфты изготавливают:
- коваными из стали марок 35ХМ по ГОСТ 4543-71, сталей 40, 45, 50 по ГОСТ 1050-88;

- литыми из сталей марок 40Л, 45Л, 50Л по ГОСТ 977-88.
Твердость зубьев после термообработки - 42...51 HRC.
Угловая несоосность осей валов - не более 1,5°.

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_s = m z$ (см. 6.5).

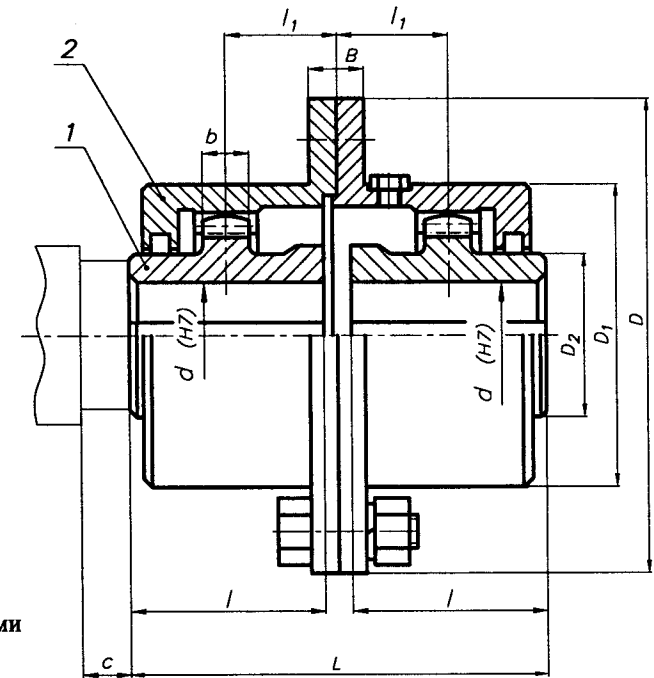


Рис. 14.2.2. Муфта зубчатая типа 1:

1 - втулка, 2 - обойма

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).
Концы валов конические - ГОСТ 12081-72 (7.4.2 п. 2).
Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).
Шлицевые соединения прямобочные - ГОСТ 1139-80 (10.2.1).
Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (10.2.2).
Фаски (7.4.3 п. 2).

Табл. 14.2.1. Параметры муфт и их основные размеры, мм

ГОСТ 5006-94

T кН·м	n мин ⁻¹ тах	d	D	D ₁	D ₂	L	l	c	B	Зацепление			
										m	z	b	l ₁
1,0	2500	40	145	105	60	174	82	12	50	2,5	30	12	60
1,6	2100	55	170	125	80	174	82	12	50	2,5	38	13	75
2,5	1900	60	15	135	85	220	105	12	50	3,0	36	15	75
4,0	1600	65	200	150	95	220	105	18	50	3,0	40	18	85
6,3	1300	80	230	175	115	270	130	18	60	3,0	48	20	125
10	1100	100	270	200	145	340	165	18	60	3,0	56	24	145
16	1000	120	300	230	175	345	165	25	70	4,0	48	30	180
25	800	140	330	260	200	415	200	30	70	4,0	56	32	180
40	700	160	410	330	230	415	200	30	90	6,0	46	35	210
63	600	200	470	390	290	500	240	35	90	6,0	56	40	250

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ зубчатой муфты типа 1 с номинальным крутящим моментом $T = 1000$ Н·м, с диаметрами посадочных отверстий во втулках $d = 40$ мм, со втулками исполнения 1:

Муфта 1-1000-40-1 ГОСТ 5006-94

То же, типа 1 с диаметром посадочного отверстия $d = 45$ мм во второй втулке исполнения 2:

Муфта 1-1000-40-1-45-2 ГОСТ 5006-94

То же, типа 2 с диаметрами посадочных отверстий во фланцевых полумуфтах $d = 50$ мм

Муфта 2-1000-40-1-50-1 ГОСТ 5006-94

2. МУФТЫ ЦЕПНЫЕ С ОДНОРЯДНОЙ ЦЕПЬЮ ГОСТ 20742-93

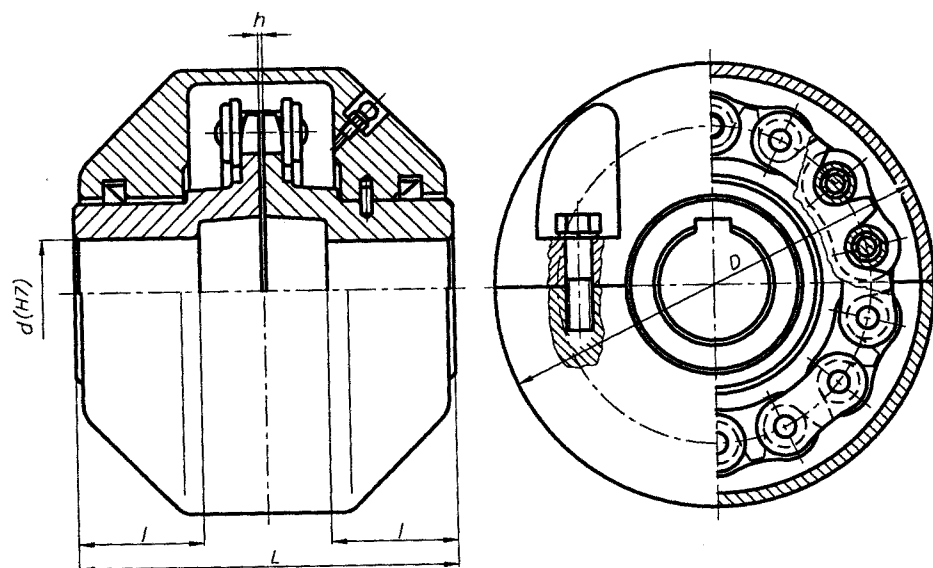


Рис. 14.2.3. Цепная муфта с однорядной цепью (тип 1)

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть пересчитаны.

Табл. 14.2.2. Параметры муфт и их размеры, мм

ГОСТ 20742-93

T кН·м	d	D	L для исполн.			l для исполн.			Цепь ГОСТ 13568-75	Шаг цепи P	Число зубьев z	h	Радиальное смещение осей валов, не более
			1	2	3, 4	1	2	3, 4					
0,063	20...28	110	102 122	80 92	74 86	36 42	25 27	36 42	ПР-19,05-3180	19,05	12	1,3	0,16
0,125	25...36	125	122 162	92 124	86 86	42 58	27 39	42 42	ПР-25,4-6000	25,4	10	1,8	0,20
0,25	32...45	140	162	124	86	58	39	42	ПР-25,4-6000	25,4	12	1,8	0,25
0,5	40...56	200	222	172	118	82	57	58	ПР-31,75-8900	31,75	14	2,0	0,32
1,0	50...71	210	222 284	172 220	118 168	82 105	57 73	58 82	ПР-38,1-12700	38,1	12	3,5	0,40
2,0	63...90	280	284 344	220 272	168 214	105 130	73 94	82 105	ПР-50,8-22700	50,8	12	3,8	0,50
4,0	80...110	310	344 424	272 264	214 264	130 165	94 124	105 130	ПР-50,8-22700	50,8	14	3,8	0,60
8,0	100...140	350	504	334	334	200	154	165	ПР-50,8-22700	50,8	16	3,8	0,80

Типы муфт: 1 - с однорядной цепью;
2 - с двухрядной цепью (13.2. п.3).

Исполнения полумуфт:

- 1 - с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;
- 2 - с коническим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12081-66;
- 3 - с отверстием для валов со средней серией прямобоочных шлицов по ГОСТ 1139-80;
- 4 - с отверстием для валов с эвольвентными шлицами по ГОСТ 6033-80.

Материал полумуфт - сталь:

45 по ГОСТ 1050-88, 45Л по ГОСТ 977-88.

Твердость рабочих поверхностей зубьев 40...45 HRC.

Угловая несоосность осей валов - не более 1°.

Радиальная несоосность осей валов (табл. 14.2.2).

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_3 = Pz/\pi$ (см. 6.5).

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).

Концы валов конические - ГОСТ 12081-72 (7.4.2 п. 2).

Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).

Шлицевые соединения прямобоочные - ГОСТ 1139-80 (10.2.1).

Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (10.2.2).

Фаски - (7.4.3 п. 2).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ цепной муфты, передающей номинальный крутящий момент $T = 500$ Н·м, типа 1, с диаметром посадочных отверстий $d = 50$ мм, с полумуфтами исполнения 1:

Муфта 500-1-50-1 ГОСТ 20742-93

То же, с диаметром посадочного отверстия одной полумуфты $d = 50$ мм, исполнения 1, с диаметром другой полумуфты $d = 56$ мм, исполнения 2:

Муфта 500-1-50-1-56-2 ГОСТ 20742-93

То же, с полумуфтами исполнения 3 с наружным диаметром шлицев $d = 48$ мм:

Муфта 500-1-8x42x48 ГОСТ 20742-93

То же, с диаметром посадочного отверстия одной полумуфты $d = 50$ мм, исполнения 1, с наружным диаметром зубьев шлицев другой полумуфты $d = 48$ мм, посадкой по диаметру центрирования H7, модулем $m = 1,5$ мм, исполнения 4:

Муфта 500-1-48xH7x1,5-4 ГОСТ 20742-93

3. МУФТЫ ЦЕПНЫЕ С ДВУХРЯДНОЙ ЦЕПЬЮ ГОСТ 20742-93

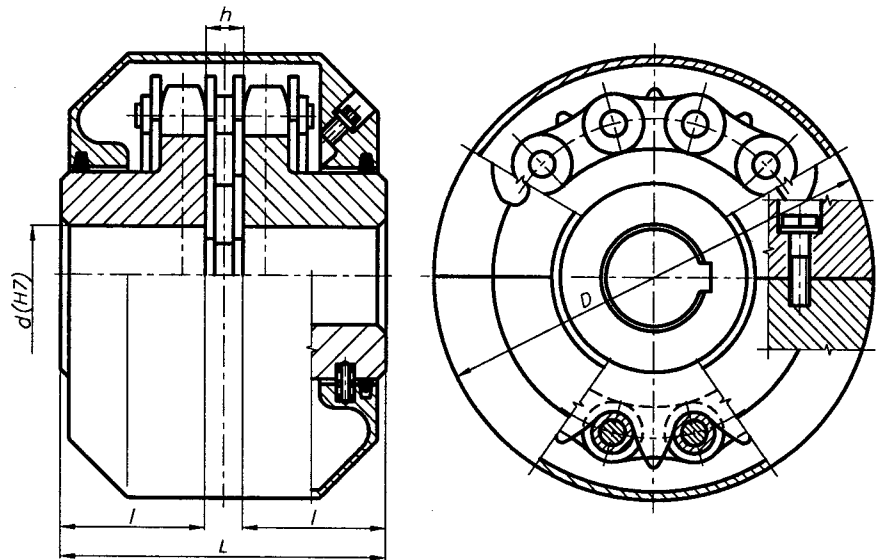


Рис. 14.2.4. Цепная муфта с двухрядной цепью (тип 2)

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть пересчитаны.

Табл. 14.2.3. Параметры муфт и их размеры, мм

ГОСТ 20742-93

T кН·м	d	D	L для исполн.			l для исполн.			Цепь ГОСТ 13568-75	Шаг цепи P	Число зубьев z	h	Радиальное смещение осей валов, не более
			1	2	3, 4	1	2	3, 4					
0,063	20...24	75	108	86	80	36	25	36	2ПР-12,7-3180	12,7	12	7,5	0,20
	25	85									14		
0,125	28	95	128	98	92	42	27	36	2ПР-12,7-3180	12,7	16	9,5	0,25
	32...36	105	170	132	94	58	39	42			14		
0,25	42...46	125	230	180	126	82	57	58	2ПР-15,875-4540	15,875	16	9,5	0,32
	42...46	125	230	180	126	82	57	58			18		
0,50	50...56	170	232	182	128	82	57	58	2ПР-19,05-6400	19,05	18	11,5	0,40
	53...56										22		
1,0	60...71	190	232	182	128	82	57	58	2ПР-25,4-11400	25,4	16	15,5	0,50
	60...71		296	232	180	105	73	82			18		
2,0	70...75	250	296	232	180	105	73	82	2ПР-25,4-11400	25,4	22	15,5	0,60
	80...90				183						16		
4,0	100...110	320	363	291	233	130	94	105	2ПР-31,75-17700	31,75	16	19	0,80
	100...110		447	369	287	165	124	130			20		
8,0	130...140	340	447	369	287	165	124	130	2ПР-38,1-25400	38,1	18	22,5	1,00
	130...140		530	434	360	200	154	165			22		
16	160...180	440	530	434	360	200	154	165	2ПР-44,45-34480	44,45	20	26,3	1,20
	160...180		610	490	430	240	184	200			16		
									2ПР-50,8-45360	50,8	18	30	
									2ПР-50,8-45360	50,8	22	30	

Типы муфт: 1 - с однорядной цепью (13.2 п.2);
2 - с двухрядной цепью.

Исполнения полумуфт:

- 1 - с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;
- 2 - с коническим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12081-66;
- 3 - с отверстием для валов со средней серией прямобо-
чных шлицов по ГОСТ 1139-80;
- 4 - с отверстием для валов с эвольвентными шлицами
по ГОСТ 6033-80.

Материал полумуфт - сталь:

45 по ГОСТ 1050-88, 45Л по ГОСТ 977-88.

Твердость рабочих поверхностей зубьев 40...45 HRC.

Угловая несоосность осей валов - не более 1°.

Радиальная несоосность осей валов (табл. 14.2.3).

При определении сил, нагружающих валы от муфты, сле-
дует принимать $d_s = Pz/\pi$ (см. 6.5).

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).

Концы валов конические - ГОСТ 12081-72 (7.4.2 п. 2).

Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).

Шлицевые соединения прямобо-
чных шлицов - ГОСТ 1139-80 (10.2.1).

Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (10.2.2).

Фаски (7.4.3 п. 2).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ цепной муфты, передаю-
щей номинальный крутящий момент $T = 500$ Н·м, ти-
па 2, с диаметром посадочных отверстий $d = 50$ мм,
с полумуфтами исполнения 1:

Муфта 500-2-50-1 ГОСТ 20742-93

То же, с диаметром посадочного отверстия одной полу-
муфты $d = 50$ мм, исполнения 1, с диаметром другой
полумуфты $d = 56$ мм, исполнения 2:

Муфта 500-2-50-1-56-2 ГОСТ 20742-93

То же, с полумуфтами исполнения 3 с наружным диа-
метром шлицев $d = 48$ мм:

Муфта 500-2-8x42x48 ГОСТ 20742-93

То же, с диаметром посадочного отверстия одной полу-
муфты $d = 50$ мм, исполнения 1, с наружным диа-
метром зубьев шлицев другой полумуфты $d = 48$ мм, по-
садкой по диаметру центрирования H7, модулем $m =$
1,5 мм, исполнения 4:

Муфта 500-2-48xH7x1,5-4 ГОСТ 20742-93

14.3. МУФТЫ УПРУГИЕ

1. МУФТЫ УПРУГИЕ ВТУЛОЧНО-ПАЛЬЦЕВЫЕ ГОСТ 21424-93

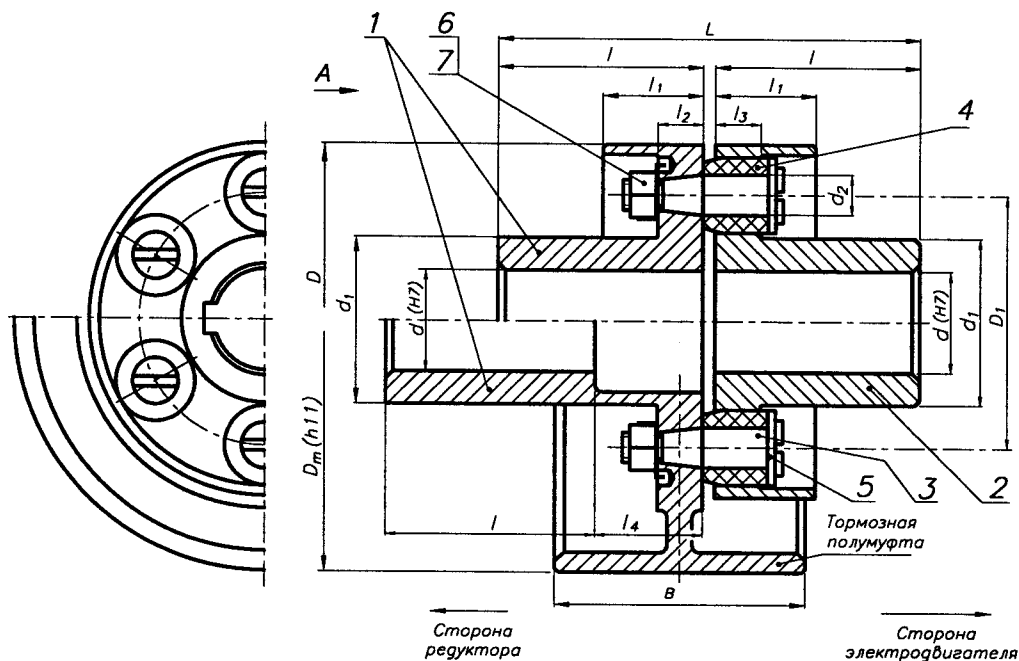


Рис. 14.3.1. Муфта втулично-пальцевая

Материал полумуфт - чугун СЧ20 по ГОСТ 1412-85, пальцев - сталь 45 по ГОСТ 1050-88.

Табл. 14.3.1. Параметры муфт и их размеры, мм

Т кН·м	d	D	L Исполнения				I Исполнения				Несоосность валов не более		I ₁	I ₂	I ₃	d ₁	d ₂	D ₁	Тормозной шкив		
			1	2	3	4	1	2	3	4	радиальная	угловая							D _т	B	l _с
0,063	20...24	100	104	76	104	76	50	36	38	24	0,2	1°30'	28	16	16	40	14	63	120	50	33
0,125	25, 28	120	125	89	125	89	60	42	44	26	0,3	1°00'	32	18	18	55	14	86	120	50	33
0,25	30	140	165	121	165	121	80	58	60	38	0,3	1°00'	40	20	20	75	16	100	160	60	37
	32...38		165	121	165	121	80	58	60	38											
	40...45		225	169	225	160	110	82	85	56											
0,5	40...45	170	225	169	225	160	110	82	85	56	0,3	1°00'	50	24	26	80	18	120	200	80	43
0,71	45...56	190	226	170	226	170	110	82	85	56	0,4	1°00'	55	24	26	100	20	135	250	100	53
1,0	50...56	220	226	170	226	170	110	82	85	56	0,4	1°00'	60	30	32	120	25	160	250	100	53
2,0	60...70	250	286	216	286	216	140	105	107	72	0,4	1°00'	70	34	42	150	28	180	320	120	58
	63...75		288	218	283	218	140	105	107	72											
	80...90		348	268	348	268	170	130	135	95											
4,0	80...95	320	350	270	350	270	170	130	135	95	0,5	0°30'	80	40	50	160	35	230	400	150	58
8,0	100...125	400	432	342	432	342	210	165	170	125	0,5	0°30'	110	57	72	200	45	280	500	180	61
16,0	120, 125	500	435	345	435	345	210	165	170	125	0,6	0°30'	140	72	86	240	55	360	630	235	61
	130...150		515	415	515	415	250	200	205	155											
	160		615	495	615	495	300	240	245	185											

- 1,2 - полумуфты;
- 3 - палец;
- 4 - втулка упругая;
- 5 - шайба для пальцев
ГОСТ 9649-78;
- 6 - шайба стопорная с носком
ГОСТ 13465-77
- 7 - гайка по ГОСТ 5915-70;
- 8 - кольцо пружинное
ГОСТ 13542-86.

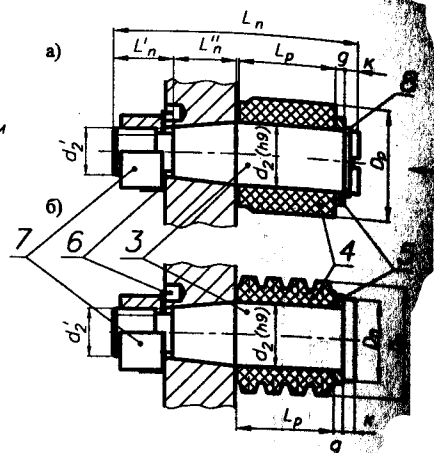
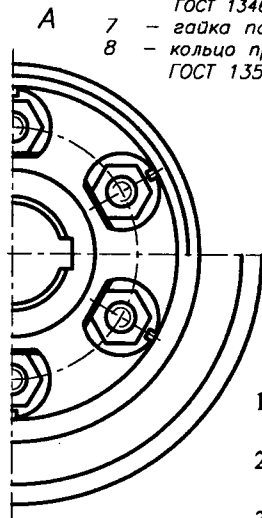


Рис. 14.3.2. Варианты выполнения пальца

Исполнения полумуфт:

- 1 - с цилиндрическим отверстием для коротких концов по ГОСТ 12080-66;
 - 2 - с цилиндрическим отверстием для длинных концов по ГОСТ 12080-66;
 - 3 - с коническим отверстием для коротких концов по ГОСТ 12081-72;
 - 4 - с коническим отверстием для длинных концов по ГОСТ 12081-72;
- При определении сил, нагружающих валы от муфты, принимать $d_0 = D_1$ (см. 6.5).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ упругой втулочно-пал-
ты с номинальным крутящим моментом $T = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$
ром посадочного отверстия $d = 40 \text{ мм}$, исполнения

Муфта 250-40-1 ГОСТ 21

То же, одна из полумуфт диаметром $d = 32$ мм, и
1, другая - диаметром $d = 40$ мм. исполнения 4:

Муфта 250-32-1-40-4 ГОСТ 21

Табл. 14.3.2. Размеры пальцев, мм

d_2	D_{II}	d'_2	L_{II}	l'_{II}	l''_{II}	k	D_p	L_p
14	22	M10	56	14	14	3	26	22
16	22	M12	64	16	16		30	22
18	26		70		18		32	26
20	28	M16	80	20	20	4	35	28
25	32	M20	101	25	26		45	32
28	36		111		28		50	36
35	48	M24	133	30	34	6	63	48
45	58	M36	177	44	46	7	80	58
55	70	M42	216	53	54		100	70

2. МУФТЫ УПРУГИЕ СО ЗВЕЗДОЧКОЙ ГОСТ 14084-93

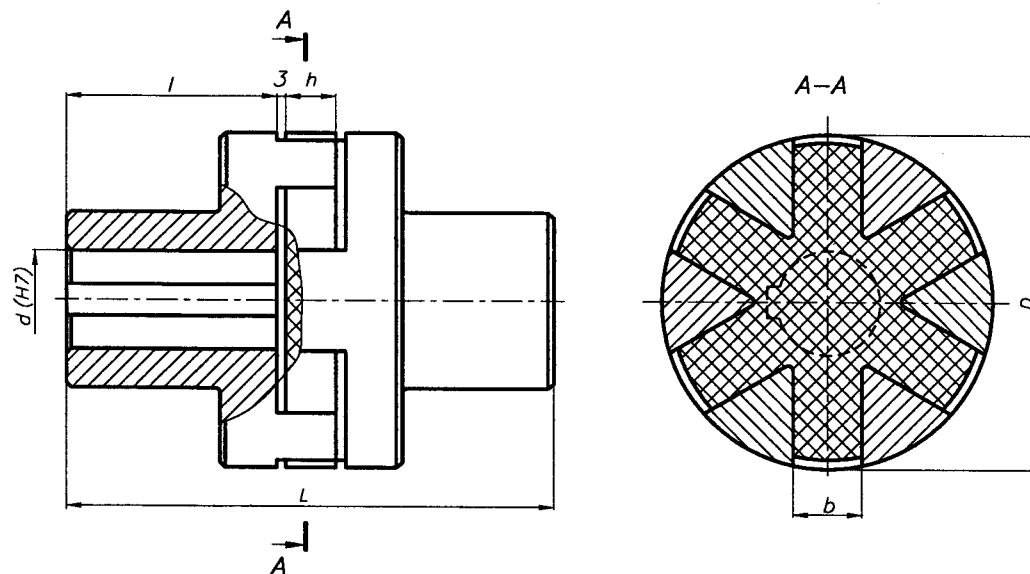


Рис. 14.3.3. Муфта со звездочкой

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. Если нагрузка является переменной, значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 1,4 раза. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 2 раза.

Исполнения полумуфт:

- 1 - с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;
- 2 - с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66.

Материал полумуфт - сталь 35 по ГОСТ 1050-88.

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_s = 0,75 D$ (см. 6.5).

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).
Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).
Фаски (7.4.3 п. 2).

Табл. 14.3.3. Параметры муфт и их размеры, мм

ГОСТ 14084-93

Т Н·м	Отверстие		D	L		ω, с ⁻¹ max	Несоосность валов не более		b	h
	d	l для исполн. 1 2		для исполнения 1 2	радиальная		угловая			
16,0	12; 14 16; 18	30 25 40 28	53	81 71 101 77	400	0,2	1°30'	10,5	15	
25,0	14 16...19 20	30 25 40 28 50 36	63	81 71 101 77 121 93	370	0,2	1°30'	12,5	15	
31,5	16; 19 20; 22	40 28 50 36	71	101 77 121 93	315	0,2	1°30'	12,5	15	
63	20...24 25; 28	50 36 60 42	85	128 100 143 112	235	0,2	1°30'	14,5	22	
125	25; 28 30...36	60 42 80 58	105	143 112 188 144	210	0,3	1°30'	16,5	22	
250	32...38 40...45	80 58 110 82	135	191 147 251 195	160	0,4	1°00'	18,5	25	
400	38 40...48	80 58 110 82	166	196 152 256 200	140	0,4	1°00'	20,5	30	

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ упругой муфты со звездочкой, передающей номинальный крутящий момент $T = 125 \text{ Н·м}$, с диаметром посадочных отверстий $d = 32 \text{ мм}$, с полумуфтами исполнения 1:

Муфта 125-32-1 ГОСТ 14084-93

То же, с полумуфтами: одна - исполнения 1, другая - исполнения 2:

Муфта 125-32-1-2 ГОСТ 14084-93

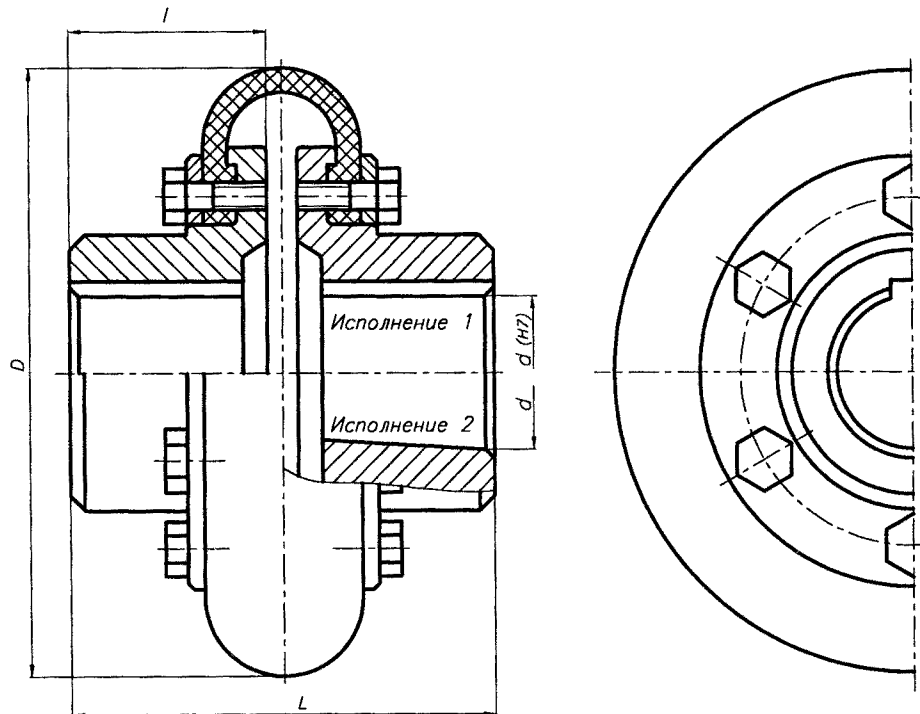
То же, с полумуфтами: одна - диаметром $d = 32 \text{ мм}$, исполнения 1, другая - диаметром $d = 25 \text{ мм}$, исполнения 2: *Муфта 125-32-1-25-2 ГОСТ 14084-93*

3. МУФТЫ УПРУГИЕ С ТОРООБРАЗНОЙ ОБОЛОЧКОЙ ГОСТ 20884-93

Табл. 14.3.4. Параметры муфт и их размеры, мм

ГОСТ 20884-93

T кН·м	$T_{\max}$ кН·м	d	D	L Исполнения		I		Угол закручив. max	Несоосность		
				1	2	1	2		осевая	радиальн.	угловая
0,04	0,125	18, 19	125	115	100	-	-	5°30'	1,0	1,0	1°00'
		22...24		130	120	38	26				
		25		140	130	44	28				
0,08	0,25	22, 24	160	140	130	38	26	5°30'	2,0	1,6	1°00'
		25, 28		150	140	44	28				
		30		185	170	60	40				
0,125	0,4	25, 28	180	155	145	44	28	5°30'	2,0	1,6	1°00'
		30...36		190	175	60	40				
0,2	0,63	30...38	200	200	185	6	40	5°30'	2,5	2,0	1°00'
		40		250	235	84	60				
0,25	0,8	32...38	220	205	185	60	40	5°30'	3,0	2,5	1°30'
		40...45		255	240	84	60				
0,315	1,0	35...38	250	21	195	60	40	5°30'	3,0	2,5	1°30'
		40...48		270	250	84	60				
0,5	1,6	40...56	280	270	250	84	60	5°30'	3,6	3,0	1°30'
		48...56		280	270	84	60				
0,8	2,5	60, 63	320	330	310	108	75	5°30'	3,6	3,0	1°30'
1,25	3,15	55, 56	360	280	270	84	60	4°30'	4,0	3,6	1°30'
		60...75		330	280	108	75				
2,0	5,0	63...75	400	350	270	108	75	4°30'	4,5	4,0	1°30'
		89...90		400	320	132	96				
3,15	8,0	75	450	355	285	108	75	4°30'	4,5	4,0	1°30'
		80...95		405	325	132	96				
		100		475	385	168	125				
5,0	12,5	90, 95	500	415	325	132	96	4°30'	5,0	4,0	1°30'
		100...125		490	400	168	126				
8,0	20	100...125	560	495	400	168	126	3°30'	5,6	5,0	1°30'
		130, 140		570	465	204	158				
12,5	25	110...125	630	525	420	168	126	3°30'	6,0	5,0	1°30'
		130...145		585	480	204	158				
		160		665	540	244	185				
16	31,5	120, 125	710	510	430	168	126	3°30'	6,7	5,0	1°30'
		130...150		590	490	204	158				
		160...180		670	550	244	188				
20	40	140, 150	800	600	500	204	158	2°30'	7,5	5,0	1°30'
		160...180		680	560	244	188				
		180, 190		760	620	284	218				
25	50	150	900	10	510	204	158	2°30'	9,0	5,0	1°30'
		160...180		690	570	244	188				
		190, 200		770	630	284	218				
31,5	63	160...180	1000	710	580	244	188	2°30'	10	5,0	1°30'
		190...220		790	640	284	218				
40	80	170, 180	1120	720	590	244	188	2°30'	11	5,0	1°30'
		190...210		800	650	284	218				
		220, 240		900		334	-				



Типы муфт:

- 1 - с оболочкой выпуклого профиля;
- 2 - с оболочкой вогнутого профиля.

Исполнения полумуфт:

- 1 - с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;
- 2 - с коническим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12081-72.

Материал полумуфт - чугун марки Вч-35... ВЧ-50 по ГОСТ 7293-85;
- сталь 45 по ГОСТ 1050-88.

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_3 = 2,2d$ (см. 6.5).

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).

Концы валов конические - ГОСТ 12081-72 (7.4.2 п. 2).

Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).

Фаски (7.4.3 п. 2).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ упругой муфты с торообразной оболочкой, передающей номинальный крутящий момент $T = 250$ Н·м, типа 1, с диаметром отверстий полумуфт $d = 40$ мм, исполнения 1:

Муфта 250-1-40-1 ГОСТ 20884-93

То же, одна из полумуфт диаметром $d = 40$ мм, исполнения 1, другая - $d = 36$ мм, исполнения 2:

Муфта 250-1-40-1-36-2 ГОСТ 20884-93

4. УПРУГАЯ МУФТА С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ПРУЖИНАМИ

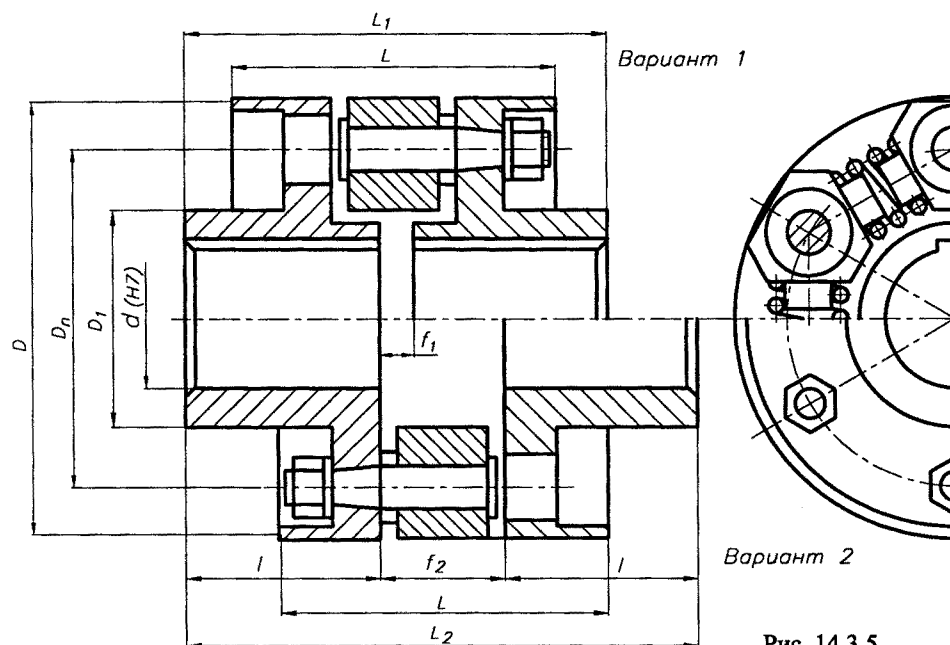


Рис. 14.3.5

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_3 = D_n$ (см. 6.5).

Табл. 14.3.5. Параметры и размеры, мм, упругих муфт с цилиндрическими пружинами [24], [41]

T кН·м	n мин ⁻¹	D	L	l	D _n	Вариант 1				Вариант 2			
						D ₁	d _{max}	f ₁	L ₁	D ₁	d _{max}	f ₂	L ₂
0,047	4200	100	75	45	80	45	25	8	98	50	28	30	120
0,07	3800	112	85	50	90	50	28	8	108	60	32	33	133
0,10	3500	125	95	55	100	60	32	8	118	65	35	36	146
0,135	3200	140	105	60	110	65	35	8	128	70	40	40	160
0,18	2900	160	110	70	125	70	40	10	150	80	45	46	185
0,26	2600	180	130	75	145	80	45	10	160	90	50	50	200
0,375	2300	200	140	85	160	90	50	10	180	100	55	54	224
0,55	2100	225	155	95	180	100	55	10	200	115	65	60	250
0,79	1950	250	170	105	144	115	65	10	220	135	75	66	276
1,09	1800	180	184	115	170	135	75	10	240	150	90	72	302
1,43	1650	315	202	125	245	150	85	10	260	170	100	78	328
2,12	1500	335	220	140	270	170	95	10	290	190	110	86	356
3,0	1350	400	244	160	315	190	105	10	330	215	125	94	414
4,35	1200	450	270	180	360	215	120	10	370	240	140	106	466
6,2	1080	500	300	200	400	240	135	10	410	270	160	116	516
8,95	950	560	340	225	450	270	150	15	465	300	180	128	578
12,75	840	630	380	250	500	300	170	15	515	350	200	142	642
17,95	750	710	425	280	570	350	200	15	575	400	225	158	718

5. УПРУГАЯ МУФТА С ПАКЕТАМИ ГИЛЬЗОВЫХ ПРУЖИН

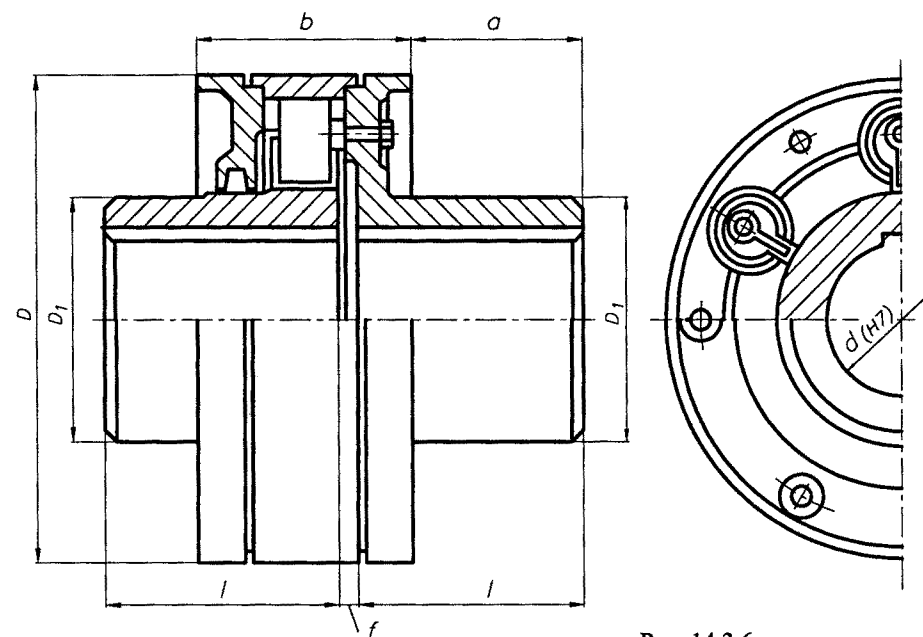


Рис. 14.3.6

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_3 = 0,5(D + D_1)$ (см. 6.5).

Табл. 14.3.6. Параметры и размеры, мм, упругих муфт с пакетами гильзовых пружин [24]

T кН·м	n мин ⁻¹	d	D	D ₁	l	f	b	a
0,143	3850	35	185	70	50	2	60	30
0,215	3850	35	185	70	60	2	60	40
0,288	2850	35	185	70	70	2	60	50
0,43	3400	45	210	90	70	2	60	50
0,575	3180	50	225	100	80	2	60	60
0,716	3180	50	225	100	80	3	90	60
1,07	2860	60	250	120	90	3	90	65
1,43	2600	75	275	150	100	4	100	75
1,86	2380	80	300	155	100	4	100	75
2,3	2230	85	320	160	100	4	100	75
2,87	2080	90	345	170	120	4	100	95
3,58	1880	100	380	180	140	5	100	115

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Присоединительные размеры электродвигателя.
2. Присоединительные размеры редуктора.
3. Присоединительные размеры муфты.

15. ПРИВОДЫ

15.1. КОНСТРУИРОВАНИЕ РАМ [21]

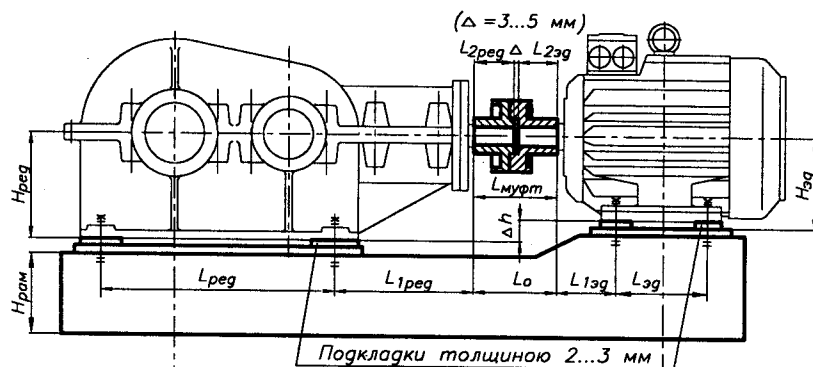


Рис. 15.1.1. Схема привода

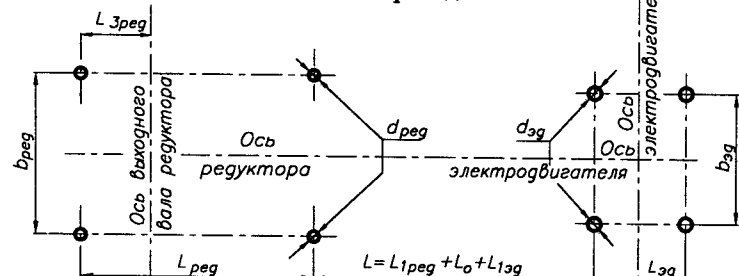


Рис. 15.1.2. Схема расположения болтов крепления электродвигателя и редуктора к раме

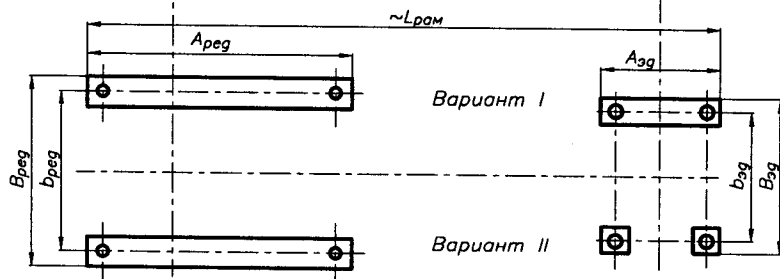


Рис. 15.1.3. Размещение опорных поверхностей электродвигателя и редуктора на раме

1. СОЕДИНЕНИЕ ВАЛА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ С ВАЛОМ РЕДУКТОРА и схема расположения болтов крепления элементов привода на плоскости рамы

- 1.1. Выставить соосно электродвигатель и редуктор так, чтобы между торцевыми поверхностями соединяемых валов был зазор $\Delta = 3...5$ мм.
- 1.2. Оценить расстояние L_0 между заплечиками валов электродвигателя и редуктора $L_0 = L_{2peg} + \Delta + L_{2zg}$, мм.
- 1.3. Для выбранного типа-размера муфты определить ее длину $L_{муфт}$, мм.
- 1.4. Наилучшим вариантом есть условие $L_0 = L_{муфт}$, мм (рис. 15.1.4а).
- 1.5. Если $L_0 > L_{муфт}$, то между заплечиками валов и муфты следует установить дистанционные кольца (рис. 15.1.4б).
- 1.6. Если $L_0 < L_{муфт}$, то зазор Δ между валами электродвигателя и редуктора следует увеличить, чтобы соблюдалось условие п. 1.4 (рис. 15.1.4в).

Выполнение п. 1 определяет схему расположения болтов на плоскости рамы, где смонтированы электродвигатель и редуктор (рис. 15.1.2).

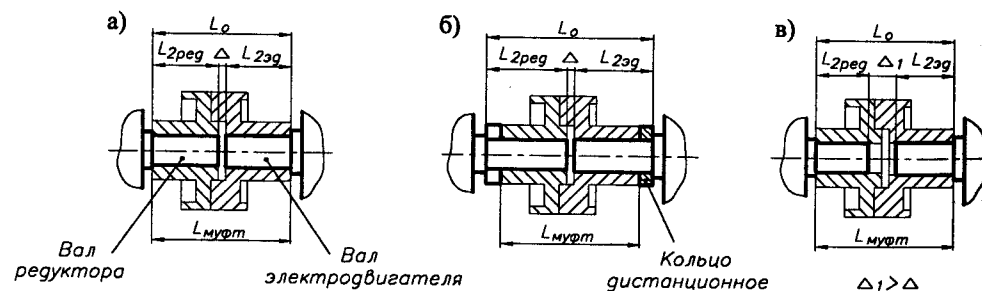


Рис. 15.1.4. Варианты соединения валов электродвигателя и редуктора

2. ОПОРНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И РЕДУКТОРА

Используя присоединительные размеры элементов привода, обрисовать на схеме размещения болтов опорные поверхности электродвигателя и редуктора (рис. 15.1.3), что определяет ориентировочно длину рамы $L_{рам}$, мм.

3. РАМА

3.1. Высота рамы определяется из 2-х условий:

- а) $H_{рам} = (0,09...0,12)L_{рам}$, мм.
- б) Учитывая, что для изготовления рам чаще используется сортамент швеллера, высота его выбирается из возможности размещения большего из болтов d_{peg} или d_{zg} (диаметры отверстий в швеллерах представлены в табл. 15.2.3).

3.2. Поперечный размер установки швеллеров (рис. 15.1.5)

$$A_{peg} = b_{peg} - 2a, \text{ мм},$$

$$A_{zg} = b_{zg} - 2a, \text{ мм},$$

где a - расстояние от стенки швеллера до оси отверстия (рис. 15.2.1.6).

Так как обычно $b_{peg} \neq b_{zg}$, то ширина швеллеров в месте установки редуктора и электродвигателя различная. Это требует разрезания полков швеллера (рис. 15.1.5а) и укрепления мест резки накладками (рис. 15.1.5б).

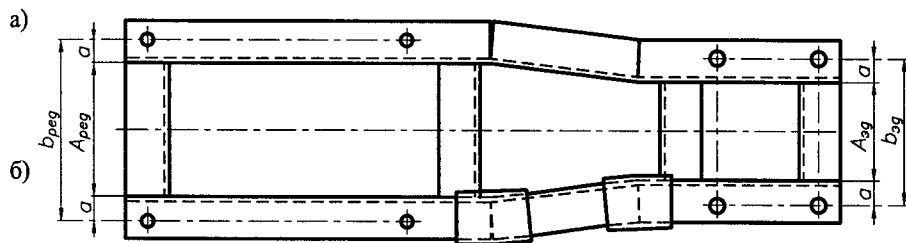


Рис. 15.1.5. Установка швеллеров рамы

Продольные швеллеры перевязываются поперечными связями, выполняемыми также из швеллеров (рис. 15.1.5).

3.3. Разность уровней опорных поверхностей электродвигателя и редуктора

$$\Delta h = |H_{zg} - H_{peg}|, \text{ мм}.$$

Швеллеры определяют минимальную высоту рамы (для наибольшего из размеров H_{zg} или H_{peg}). Для меньшего из размеров (H_{zg} или H_{peg}) выполняется надстройка рамы по одному из вариантов рис. 15.1.6.

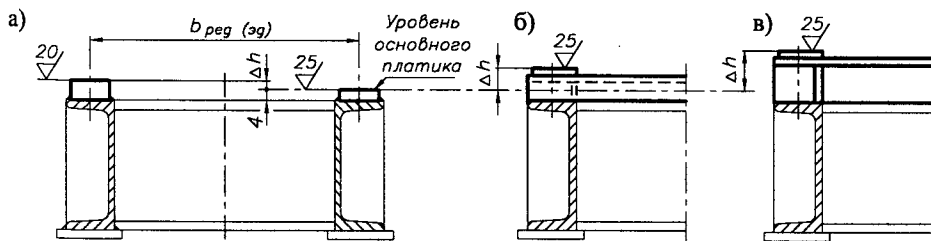


Рис. 15.1.6. Варианты выполнения надстройки рамы

3.4. Под опорные места редуктора и электродвигателя на швеллеры рамы и на надстройку приваривают пластики толщиной ~ 6 мм с последующей их обработкой до толщины ~ 4 мм, что устраняет результаты коробления рамы после сварки и позволяет выдержать разницу уровней опорных поверхностей Δh (рис. 15.1.6).

Размеры пластиков можно принимать равными размерам опорных поверхностей элементов привода.

3.5. Пластики приваривают также на нижней опорной поверхности рамы в местах ее крепления к фундаменту с использованием фундаментных болтов. Варианты крепления рамы к фундаменту с использованием фундаментных болтов (рис. 15.1.7) представлены на рис. 15.1.7.

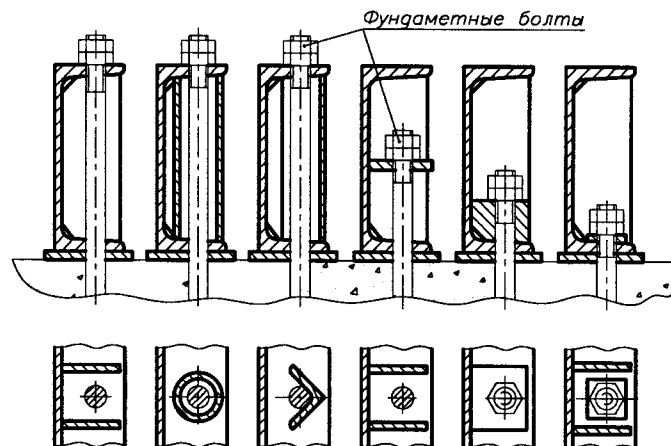


Рис. 15.1.7. Варианты установки в раме фундаментных болтов

3.6. В связи с допуском на высоту центров электродвигателя и редуктора, следует предусмотреть установку под болты их крепления к раме комплекта регулировочных прокладок толщиной 2...3 мм.

3.7. Основные размеры рамы представлены на рис. 15.1.8.

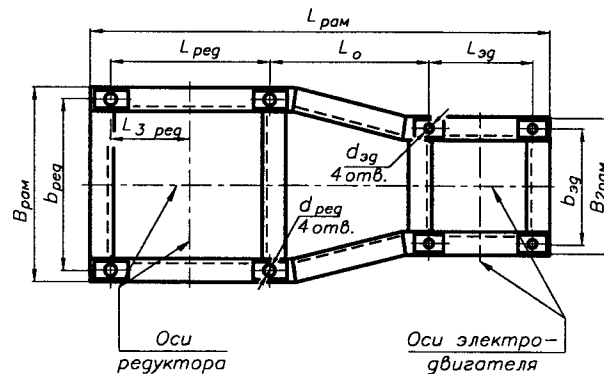


Рис. 15.1.8. Основные размеры рамы

15.2. СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ КОНСТРУИРОВАНИЯ РАМ

1. ШВЕЛЛЕРЫ. ОТВЕРСТИЯ В ШВЕЛЛЕРАХ. ПРОФИЛЬ ПРИМЫКАЮЩИХ ДЕТАЛЕЙ

Табл. 15.2.1. Размеры поперечного сечения швеллеров

ГОСТ 8240-89

№ швеллера	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>R</i> _{max}	<i>r</i> _{max}
мм						
5	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5
6,5	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5
10	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5
16a	160	68	5,0	9,0	8,5	3,5
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5
18a	180	74	5,1	9,3	9,0	3,5
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0
22	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5
30	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0
33	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0
36	360	110	7,5	12,6	14,0	6,0
40	400	115	8,0	13,5	15,0	6,0

Табл. 15.2.2. Параметры сечения швеллеров

Площ. попер. сечен.	Масса	<i>I_x</i>	<i>W_x</i>	<i>i_x</i>	<i>S_x</i>	<i>I_y</i>	<i>W_y</i>	<i>i_y</i>	<i>z_o</i>
см ²	кг/м	см ⁴	см ³	см	см ³	см ⁴	см ³	см	см
6,16	4,84	22,8	9,1	1,92	5,59	5,61	2,75	0,95	1,16
7,51	5,90	48,6	15,0	2,54	9,00	8,70	3,68	1,08	1,24
8,98	7,05	89,4	22,4	3,16	23,3	12,8	4,75	1,19	1,31
10,9	8,59	174	34,8	3,99	20,4	20,4	6,46	1,37	1,44
13,3	10,4	304	50,6	4,78	29,6	31,2	8,52	1,53	1,54
15,6	12,3	491	70,2	5,60	40,8	45,4	11,0	1,70	1,67
18,1	14,2	747	93,4	6,42	54,1	63,3	13,8	1,87	1,80
19,5	15,3	823	103	6,49	59,4	78,8	16,4	2,01	2,00
20,7	16,3	1090	121	7,24	69,8	86,0	17,0	2,04	1,94
22,2	17,4	1190	132	7,32	76,1	105	20,0	2,18	2,13
23,4	18,4	1520	152	8,07	87,8	113	20,5	2,20	2,07
26,7	21,0	2110	192	8,89	110	151	25,1	2,37	2,21
30,6	24,0	2900	242	9,73	139	208	31,6	2,60	2,42
35,2	27,7	4160	308	10,9	178	262	37,3	2,73	2,47
40,5	31,8	5810	387	12,0	224	327	43,6	2,84	2,52
46,5	36,5	7980	484	13,1	281	410	51,8	2,97	2,59
53,4	41,9	10820	601	14,2	350	513	61,7	3,10	2,68
61,5	48,3	15220	761	15,7	444	642	73,4	3,23	2,75

Табл. 15.2.3. Размеры отверстий в швеллерах

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>a</i>	<i>A</i> _{max}	<i>a</i> ₁
мм				
9	-	20	-	-
9	-	20	-	-
11	-	25	-	-
13	9	30	34	33
15	13	30	44	38
17	15	35	56	42
20	17	35	60	50
20	17	40	60	50
22	20	40	70	55
22	23,5	45	70	55
24	23,5	45	80	60
26	26	50	90	65
26	26	50	110	65
26	26	60	130	70
26	26	60	160	70
26	26	60	190	70
26	26	70	210	75
30	26	70	250	75

Табл. 15.2.4. Размеры профиля примыкающих к швеллеру деталей

<i>e</i> ₁	<i>e</i> ₂	<i>e</i>	<i>L</i>	<i>I</i>	<i>L</i> ₁	<i>I</i> ₁	<i>L</i> ₂	<i>f</i> ₁	<i>f</i> ₂	<i>r</i> ₁	<i>c</i>
мм											
-	28	6	-	33	-	-	22	6,0	14	1,5	-
-	32	6	-	47	-	-	37	6,5	14	1,5	-
30	36	6	65	60	58	56	50	6,0	15	1,5	4
40	42	6	87	80	79	76	68	6,5	16	1,5	4
45	47	7	107	99	99	95	86	6,5	17	1,5	4
50	53	7	127	118	117	113	104	6,5	18	1,5	5
55	59	7	146	136	136	131	122	6,5	19	2,0	5
60	63	7	145	134	134	129	120	7,0	20	2,0	5
60	65	7	166	155	154	149	140	6,5	20	2,0	6
65	69	7	165	153	153	147	138	7,0	21	2,0	6
65	72	7	185	173	173	167	158	7,0	21	2,0	6
70	78	7	205	192	191	185	174	7,0	23	2,0	7
80	85	8	225	210	210	203	192	7,0	24	2,0	7
85	90	8	254	239	238	231	220	7,5	25	2,5	8
90	94	9	284	268	268	260	246	7,5	27	2,5	8
95	100	9	312	295	294	286	272	8,0	29	2,5	9
95	104	10	340	323	321	313	300	9,0	30	3,0	10
100	109	10	378	360	359	350	334	10	33	3,0	10

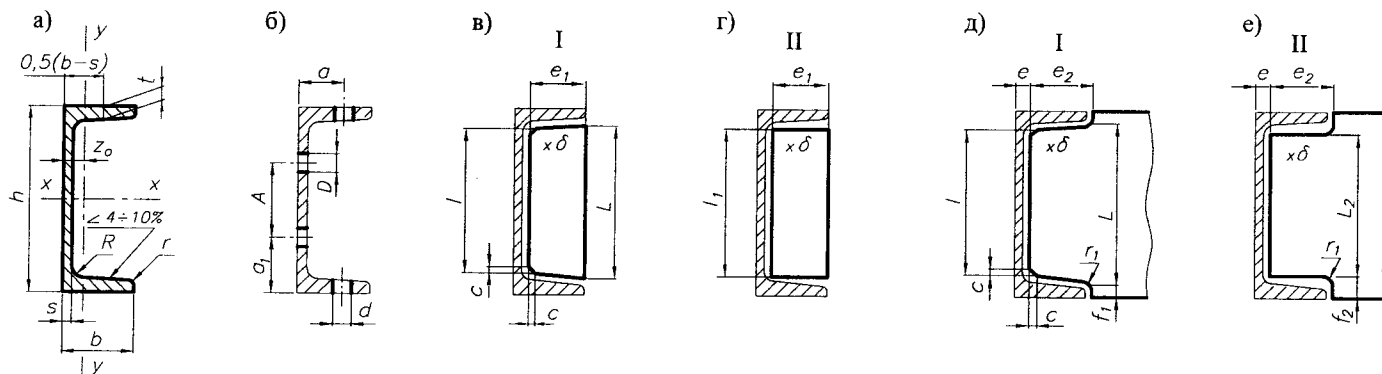


Рис. 15.2.1. Швеллеры:

- а) размеры поперечного сечения; б) отверстия в швеллерах;
в) - е) размеры профиля примыкающих деталей

Профиль I применяется в тех случаях, когда по прочности соединения требуется приварка примыкающих частей к полкам швеллера.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ швеллера №16

длиною 1000 мм из стали Ст0

(поставка по ГОСТ 535):

Швеллер 16-1000 ГОСТ 8240

Ст0 ГОСТ 535

2. ДВУТАВРЫ. ОТВЕРСТИЯ В ДВУТАВРАХ. ПРОФИЛЬ ПРИМЫКАЮЩИХ ДЕТАЛЕЙ

Табл. 15.2.5. Размеры поперечного сечения двутавров
ГОСТ 8239-89

№ двутавра	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>R</i> _{max}	<i>r</i> _{max}
мм						
10	100	55	4,5	7,2	7,0	2,5
12	120	64	4,8	7,3	7,5	3,0
14	140	73	4,9	7,5	8,0	3,0
16	160	81	5,0	7,8	8,5	3,5
18	180	90	5,1	8,1	9,0	3,5
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4,0
22	220	110	5,4	8,7	10,0	4,0
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4,0
27	270	125	6,0	9,8	11,0	4,5
30	300	135	6,5	10,2	12,0	5,0
33	330	140	7,0	11,2	13,0	5,0
36	360	145	7,5	12,3	14,0	6,0
40	400	155	8,3	13,0	15,0	6,0
45	450	160	9,0	14,2	16,0	7,0
50	500	170	10	15,2	17,0	7,0
55	550	180	11	16,5	18,0	7,0
60	600	190	12	17,8	20,0	8,0

Табл. 15.2.6. Параметры сечения двутавров

Площ. попер. сечен.	Масса	<i>I_x</i>	<i>W_x</i>	<i>i_x</i>	<i>S_x</i>	<i>I_y</i>	<i>W_y</i>	<i>i_y</i>
см ²	кг/м	см ⁴	см ³	см	см ³	см ⁴	см ³	см
12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
14,7	11,5	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
17,4	13,7	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55
20,2	15,9	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,70
23,4	18,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88
26,8	21,0	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07
30,6	24,0	2550	232	9,13	131	157	28,6	2,27
34,8	27,3	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37
40,2	31,5	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54
46,5	36,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69
53,8	42,2	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79
61,9	48,6	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89
72,6	57,0	19062	953	16,2	545	667	86,1	3,03
84,7	66,5	27696	1231	18,1	708	808	101	3,09
100	78,5	39727	1589	19,9	919	1043	123	3,23
118	92,6	55962	2035	21,8	1181	1356	151	3,39
138	108	76806	2560	23,6	1491	1725	182	3,54

Табл. 15.2.7. Размеры отверстий в двутаврах

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>a</i>	<i>A</i> _{max}	<i>a</i> ₁
мм				
9,0	9,0	32	40	30
9,0	13,0	36	48	36
11,0	13,0	45	60	40
13,0	13,0	45	80	40
15,0	17,0	50	80	50
17,0	17,0	55	100	50
20,0	21,5	60	100	60
22,0	21,5	60	120	60
22,0	21,5	70	150	60
24,0	23,5	75	170	65
24,0	23,5	80	200	65
24,0	23,5	80	220	70
26,0	23,5	80	260	70
26,0	23,5	90	310	70
26,0	26,0	100	340	80
26,0	26,0	100	390	80
30,0	30,0	110	420	90

Табл. 15.2.8. Размеры профиля примыкающих к двутавру деталей

<i>e</i> ₁	<i>e</i> ₂	<i>e</i>	<i>L</i>	<i>I</i>	<i>L</i> ₁	<i>I</i> ₁	<i>L</i> ₂	<i>f</i> ₁	<i>f</i> ₂	<i>r</i> ₁	<i>c</i>	<i>δ</i>
мм												
25	25	4,0	87	82	80	78	70	6,5	15,0	1,5	4	5
30	30	4,0	107	101	100	97	88	6,5	16,0	1,5	4	5
30	34	4,0	126	120	119	116	106	6,5	17,0	1,5	4	5
36	38	4,0	146	139	137	134	125	6,5	17,5	2,0	5	6
40	43	4,0	166	158	157	153	142	6,5	19,0	2,0	5	6
45	47	4,5	185	176	174	170	160	7,0	20,0	2,0	6	6
50	52	4,5	206	195	194	189	178	7,0	21,0	2,0	6	6
50	55	4,5	224	213	212	207	196	7,5	22,0	2,0	6	8
56	60	5,0	254	242	242	236	224	7,5	23,0	2,5	6	8
60	64	5,5	284	271	270	264	250	7,5	25,0	2,5	7	8
65	66	5,5	312	298	298	291	276	9,0	27,0	2,5	7	8
65	68	6,0	340	326	325	318	302	10,0	29,0	3,0	8	8
70	73	6,0	379	364	363	356	338	10,0	31,0	3,0	8	8
70	75	6,5	425	411	408	401	384	11,5	33,0	3,5	10	10
75	80	7,0	474	459	454	447	430	12,0	35,0	3,5	12	10
80	85	7,0	522	506	502	494	475	13,0	37,5	3,5	12	10
85	90	7,5	570	553	547	539	518	14,0	41,0	4,0	14	10

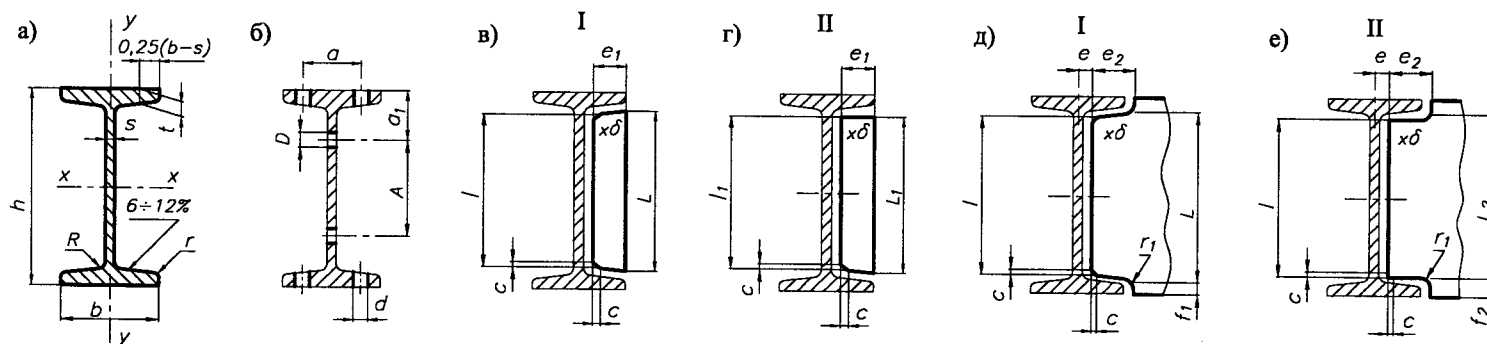


Рис. 15.2.2. Двутавры:

- а) размеры поперечного сечения; б) отверстия в двутаврах;
в) - е) размеры профиля примыкающих деталей

Профиль I применяется в тех случаях, когда по прочности соединения требуется приварка примыкающих частей к полкам двутавра.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ

двутавра № 16 длиной 1000 мм
из стали Ст3сп
(поставка по ГОСТ 535):

Двутавр 16-1000 ГОСТ 8239
Ст3сп ГОСТ 535

Табл. 15.2.9. Размеры поперечного сечения равнополочных уголков

ГОСТ 8509-86

№ уголка	b	t	R	r
мм				
2	20	3	3,5	1,2
2,5	25	4	3,5	1,2
		5		
		6		
2,8	28	3	4,0	1,3
		4		
		5		
3	30	3	4,0	1,3
		4		
		5		
3,2	32	3	4,5	1,5
		4		
		5		
3,5	35	3	4,5	1,5
		4		
		5		
4	40	3	5,0	1,7
		4		
		5		
4,5	45	3	5,0	1,7
		4		
		5		
5	50	3	5,5	1,8
		4		
		5		
5,6	56	4	6,0	2,0
		5		
		6		
6	60	4	7,0	2,3
		5		
		6		
6,3	63	4	7,0	2,3
		5		
		6		
6,5	65	6	7,0	2,3
		7		
		8		
7	70	4,5	8,0	2,7
		5		
		6		

3. УГОЛКИ РАВНОПОЛОЧНЫЕ. ОТВЕРСТИЯ В УГОЛКАХ. ПРОФИЛЬ ПРИМЫКАЮЩИХ ДЕТАЛЕЙ

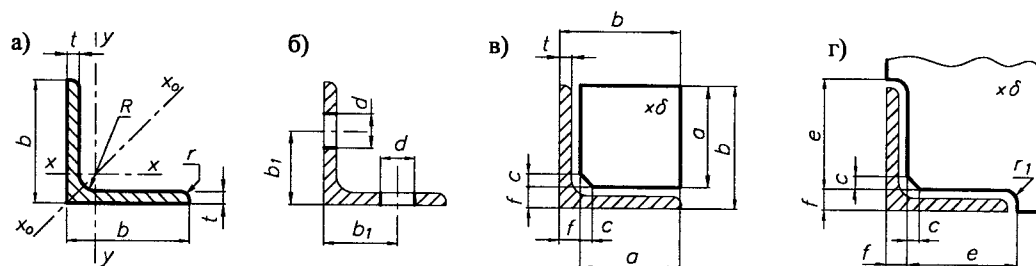


Рис. 15.2.3. Уголки равнополочные:

а) размеры поперечного сечения;

б) отверстия в уголках; в), г) размеры профиля примыкающих деталей

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ уголка равнополочного 50х50х3 длиной 1000 мм

из стали СтЗсп (поставка по ГОСТ 535): Уголок 50х50х3-1000 ГОСТ 8509

СтЗсп ГОСТ 535

Табл. 15.2.10. Справочные данные сечения уголков

№ уголка	Площ. попер. сечен.	Масса	I_x	W_x	i_x	I_{x0}	i_{x0}	I_y	W_y	i_y	I_{xy}	z_0
		кг/м	см ⁴	см ³	см	см ⁴	см	см ⁴	см ³	см	см ⁴	см
2	1,13	0,89	0,40	0,28	0,59	0,63	0,75	0,17	0,20	0,39	0,23	0,60
	1,46	1,15	0,50	0,37	0,58	0,78	0,73	0,22	0,24	0,38	0,28	0,64
	1,86	1,46	1,03	0,59	0,74	1,62	0,93	0,44	0,41	0,48	0,59	0,76
2,5	1,43	1,12	0,81	0,46	0,75	1,29	0,95	0,34	0,33	0,49	0,47	0,73
	1,86	1,46	1,03	0,59	0,74	1,62	0,93	0,44	0,41	0,48	0,59	0,76
	2,27	1,78	1,22	0,71	0,73	1,91	0,92	0,53	0,47	0,48	0,69	0,80
2,8	1,62	1,27	1,16	0,58	0,85	1,84	1,07	0,48	0,42	0,55	0,68	0,80
	1,74	1,36	1,45	0,67	0,91	2,30	1,15	0,60	0,53	0,59	0,85	0,85
	2,27	1,78	1,84	0,87	0,80	2,92	1,13	0,77	0,61	0,58	1,08	0,89
3	2,78	2,18	2,20	1,06	0,89	3,47	1,12	0,94	0,71	0,58	1,27	0,93
	1,86	1,46	1,77	0,77	0,97	2,80	1,23	0,74	0,59	0,63	1,03	0,89
	2,43	1,91	2,26	1,00	0,96	3,58	1,21	0,94	0,71	0,62	1,32	0,94
3,2	2,04	1,60	2,35	0,93	1,07	3,72	1,35	0,97	0,71	0,69	1,37	0,97
	2,17	2,10	3,01	1,21	1,06	4,76	1,33	1,25	0,88	0,68	1,75	1,01
	3,28	2,58	3,61	1,47	1,05	5,71	1,32	1,52	1,02	0,68	2,10	1,05
4	2,35	1,85	3,55	1,22	1,23	5,63	1,55	1,47	0,95	0,79	2,08	1,09
	3,08	2,42	4,58	1,60	1,22	7,26	1,53	1,90	1,19	0,78	2,68	1,13
	3,79	2,98	5,53	1,95	1,21	8,75	1,52	2,30	1,39	0,78	3,22	1,17
4,5	4,48	3,52	6,41	2,30	1,20	10,13	1,50	2,70	1,58	0,78	3,72	1,21
	2,65	2,08	5,13	1,56	1,39	8,13	1,75	2,12	1,24	0,89	3,00	1,21
	3,48	2,73	6,63	2,04	1,38	10,52	1,74	2,74	1,54	0,89	3,89	1,26
5	4,29	3,37	8,03	2,51	1,37	12,74	1,72	3,33	1,81	0,88	4,71	1,30
	5,08	3,99	9,35	2,95	1,36	14,80	1,71	3,90	2,06	0,88	5,45	1,34
	2,96	2,32	7,11	1,94	1,55	11,27	1,95	2,95	1,57	1,00	4,16	1,33
5,6	3,89	3,05	9,21	2,54	1,54	14,63	1,94	3,80	1,95	0,99	5,42	1,38
	4,80	3,77	11,20	3,13	1,53	17,77	1,92	4,63	2,30	0,98	6,57	1,42
	5,69	4,47	13,07	3,69	1,52	20,72	1,91	5,43	2,63	0,98	7,65	1,46

Табл. 15.2.11. Размеры отверстий и профиля примыкающих к уголкам деталей

№ уголка	b	d	c	r ₁
мм				
20	13	4,5	3	1
25	15	5,5	4	1
28	18	6,5		
30		6,5		
32	20	9,0	5	1
36		11,0		
40		11,0		
45	25	17,0	6	1
50	30			
56	35			
60	40	20,0	7	1,5
63		21,5		
65		21,5		
70	45	23,5	8	2
75		26,5		
80		26,5		
90	50	26,5	10	2
100	55			
110	60			
125	70	26,5	14	2

$$f = t + 1, \text{ мм}$$

$$o = b - t - 1, \text{ мм}$$

$$e = b - t, \text{ мм}$$

Продолжение табл. 15.2.10 на след. стр.