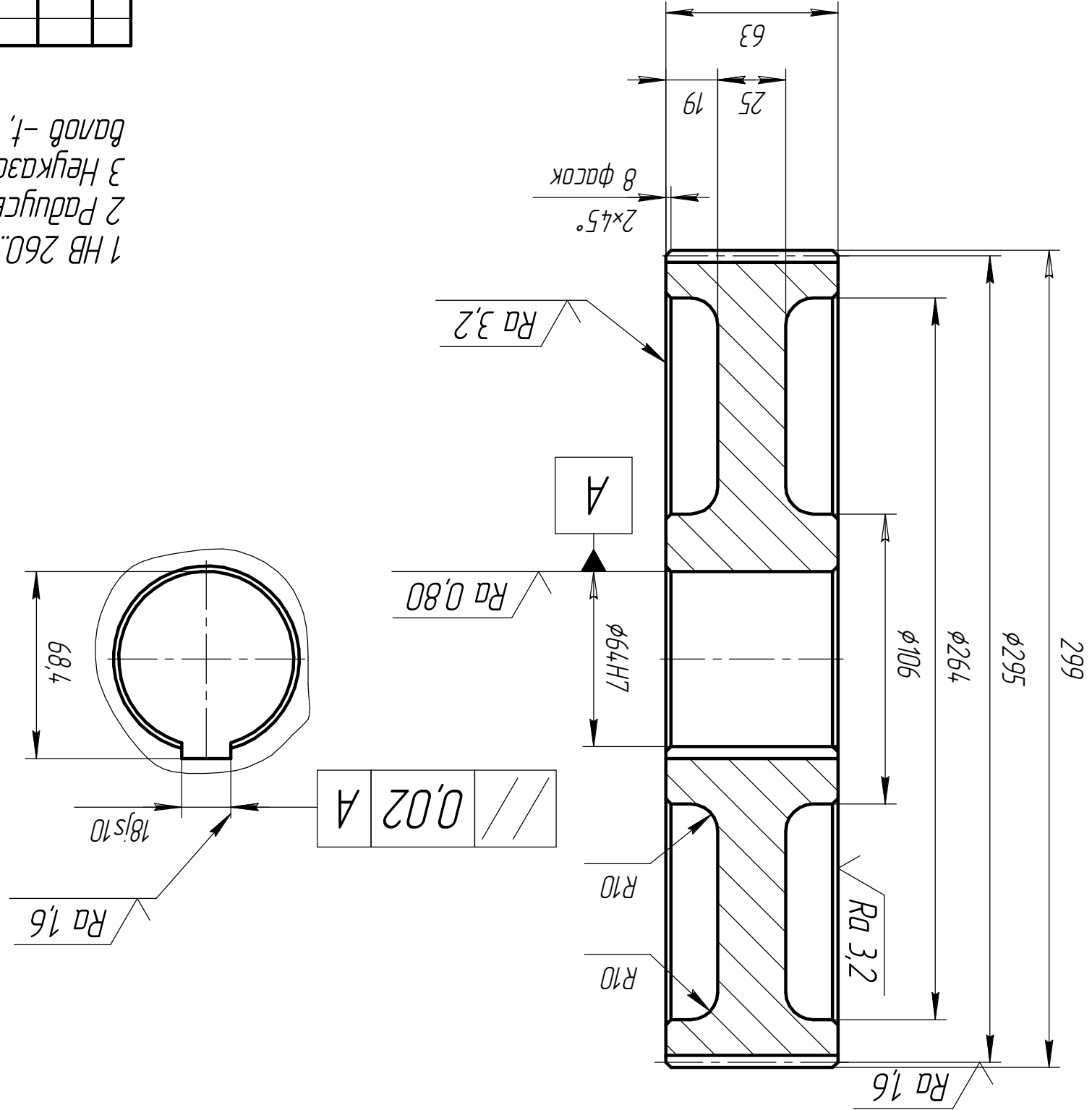


КП-ДМ.16.10.00.017



1 НВ 260...285.
2 Радиусы скруглений 1,6 мм max.
3 Неукрепленные пределы отклонения размеров: отверстия +t,
валов -t, остальные $\pm t/2$ по среднему классу точности.

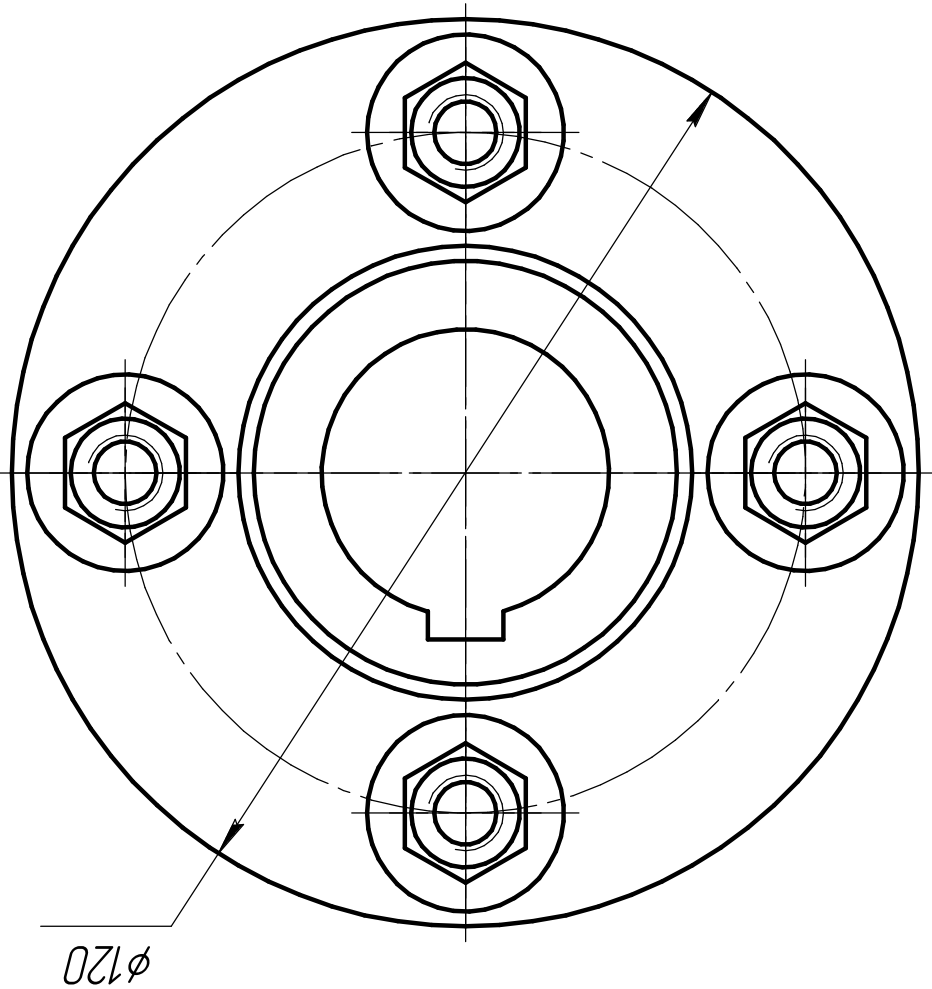
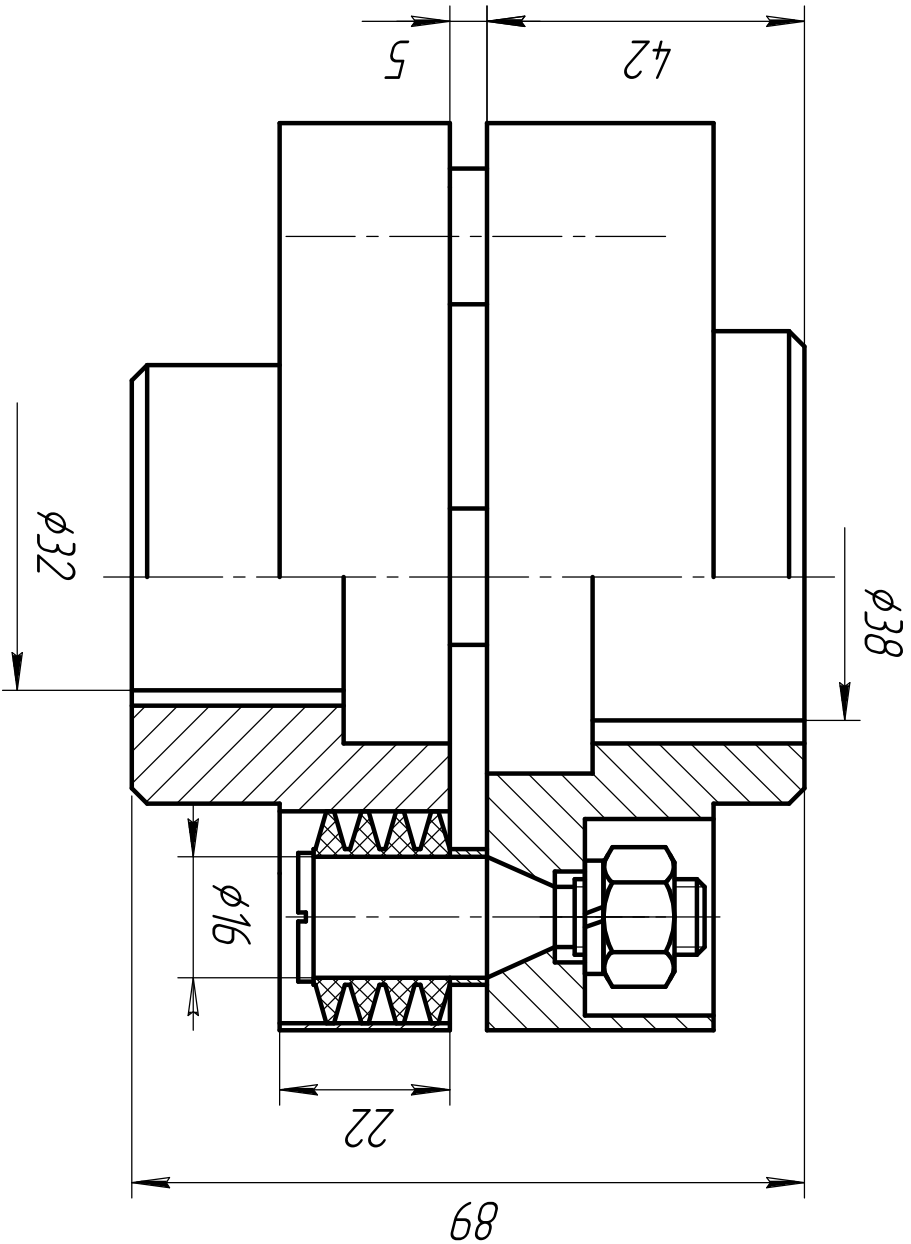
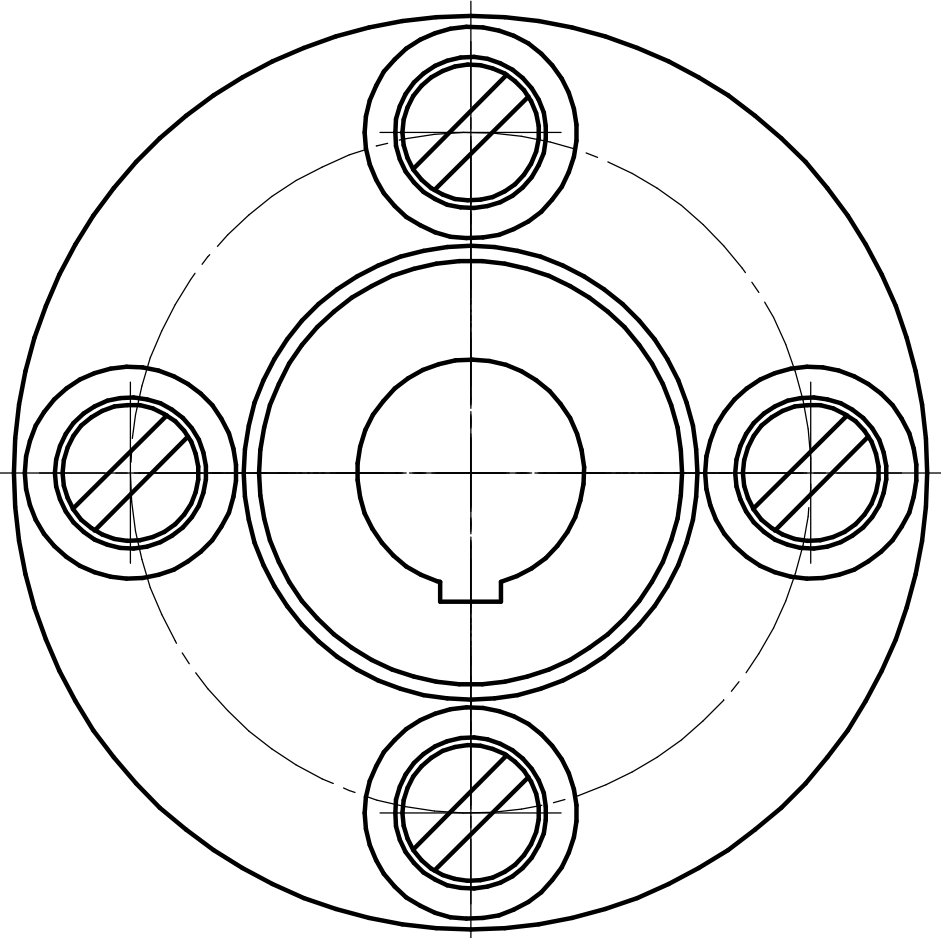
Модуль	m	2,0
Число зубьев	z	146
Угол наклона	β	8,41°
Направление линии зуба	-	правое
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности	-	8-Б
Делительный диаметр	d	295

✓ Ra 6,3 (✓)

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Тарасов	Шелун		
Проб.	Шелун			
Т.компр.				
Н.компр.				
Шелун				

КП-ДМ.16.10.00.017	Лист	Масса	Масштаб
у	-	1:2	
Лист	Листов	1	

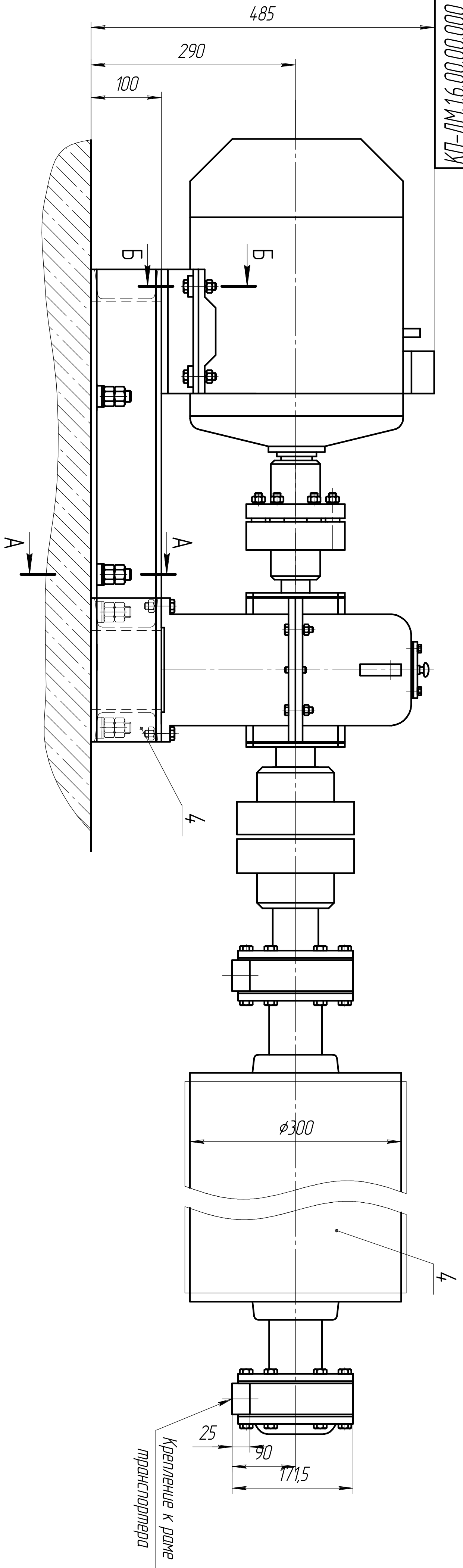
Имб.40X ГОСТ 4543-71	Лист	ТТТ	ТМ
----------------------	------	-----	----



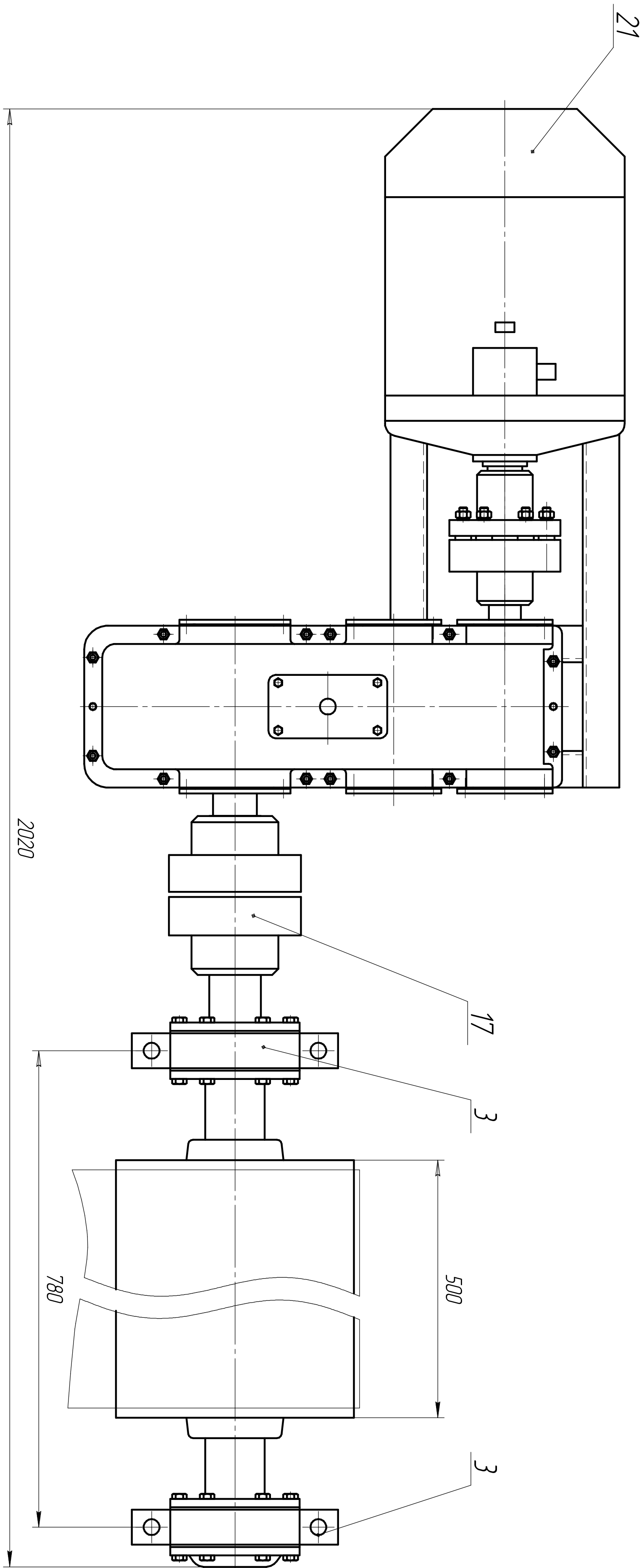
Изм.	И.контр.	И.проб.	Разраб.	Изм.	И.контр.	И.проб.	Разраб.	Изм.	И.контр.	И.проб.	Разраб.

И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.				Разраб.				Изм.			
И.контр.				И.проб.											

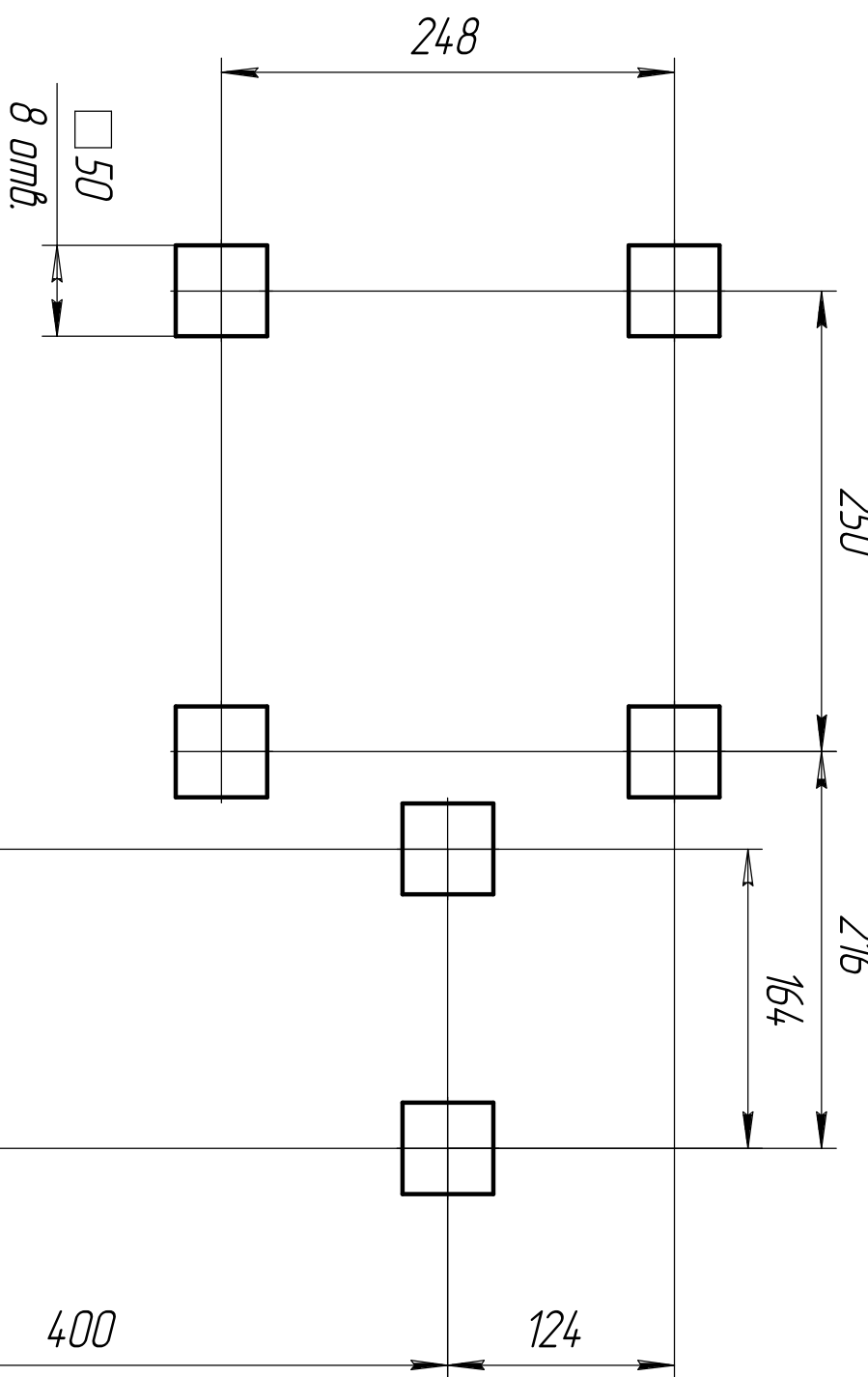
Инд.№ подл.	Подп. и дата	Взамен инв.№	Инв.№ дуб.	Подп. и дата
Изм./лист				
№ докум.	Подп.	Дата		
<div> <div> <div>2</div> <div>Изм./лист</div> </div> <div> <div>КП-ДМ.16.00.00.000</div> <div>000.00.00.000</div> </div> </div>				
Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование
				Кол.
				Примечание
		13	Болт М10-6gx40.36	8
			ГОСТ 7805-70	
		14	Гайка М10-6H.4	8
			ГОСТ 5927-70	
		15	Гайка М16-6H.4	16
			ГОСТ 5927-70	
		16	Муфта МУБП-32	1
			ГОСТ 21424-93	
		17	Муфта с резьбовой врезкой	1
			ГОСТ 14084-93	
			Шайба 10 65Г	8
			ГОСТ 6402-70	
		19	Шайба 16	8
			ГОСТ 10906-66	
		20	Шайба 16.02.08кп	8
			ГОСТ 11371-68	
		21	Электроды 132М6	1
			ГОСТ 19523-74	



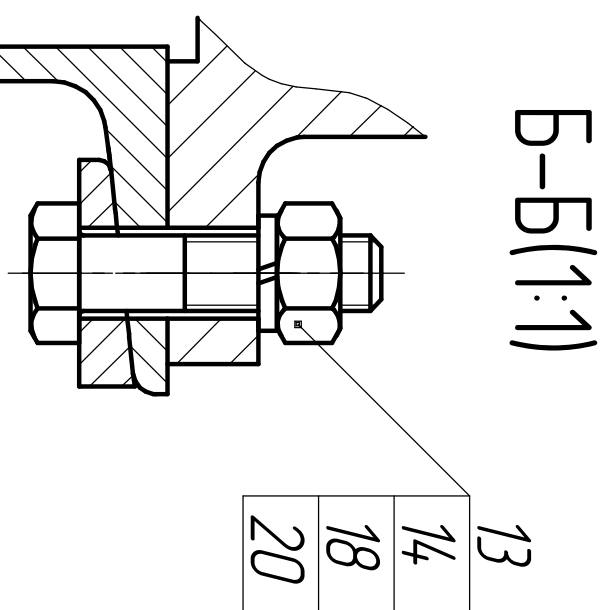
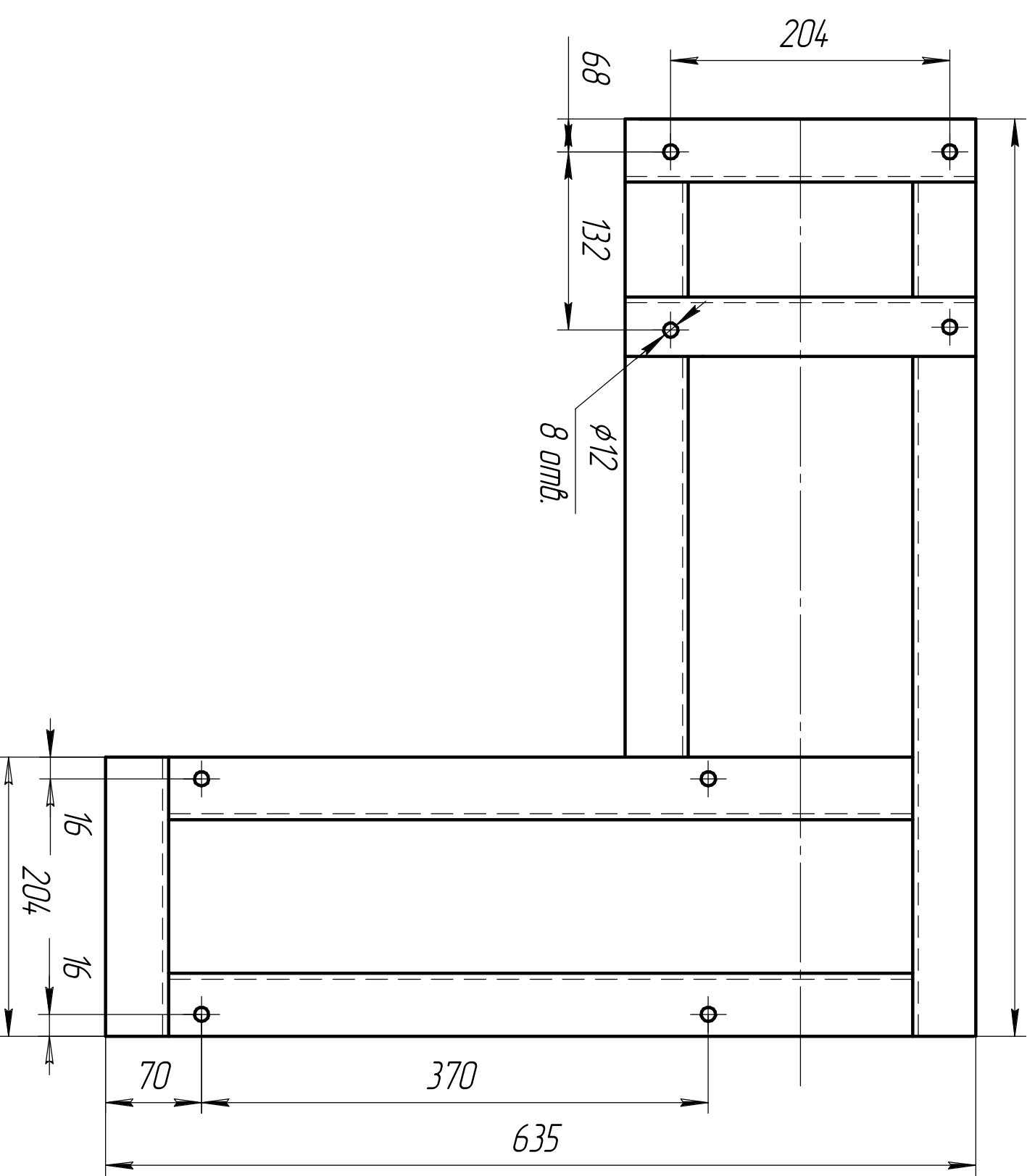
A-A(1:1)



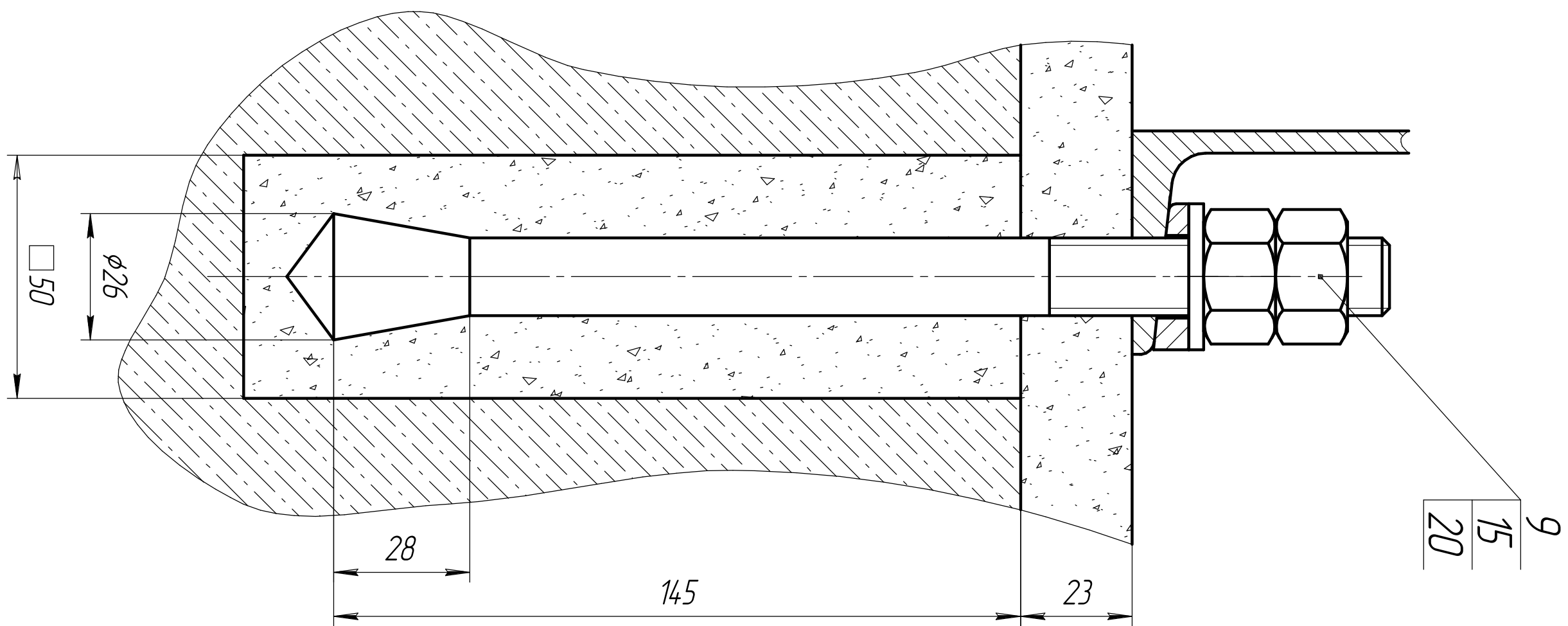
План размещения отверстий под фундаментные болты



План сборной рамы 670



B-B(1:1)



Техническая характеристика

1. Общее передаточное число привода 12,6
2. Мощность электродвигателя, кВт 7,5
3. Частота вращения вала электродвигателя, мин⁻¹ 960

Технические требования

Смещение болтов электродвигателя и редуктора не более:
осевое, мм 1
радиальное, мм 1
угловое 1°30'

КП-ДМ16.00.00.000 СБ									
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Итого	Приборная станция ленточного конвейера				
Разраб.	Горюхов								
Проб.	Щегин								
Г. вып.					Сборочный чертеж				
Нач. отд.	Щегин								
Лист	Щегин				Лист				
Лист	Щегин								
Копирин					ТГТУ ТМО				
					Формат А1				

Федеральное агентство по образованию РФ
ГОУВПО «Тверской государственный технический университет»

Заочный факультет

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по дисциплине «Детали машин и основы их конструирования»

тема: Проектирование приводной станции конвейера»

Проверил:

к.т.н. Щелин В.В.

удовл. Щелин

«24» 06 2010 г.

Выполнил:

студент IV курса

группы ТМО

Тарасов А.В.

Инв. №	Полп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Полп. и дата

Тверь 2010

[illegible]

Технико-экономические показатели работы предприятий горнорудных отраслей промышленности в значительной мере зависят от работоспособности ленточных конвейеров и их экономических показателей. Следовательно, проектирование

имеет непосредственное влияние на технико-экономические показатели работы конвейерного хозяйства предприятий.

В связи с этим возрастает ответственность проектных организаций, проектирующих конвейерный транспорт обогатительных фабрик, карьеров, рудников и других предприятий горнорудных отраслей промышленности. Ленточные конвейеры общего назначения по ряду причин поставляются промышленностью отдельными частями: привод, роlikоопоры, натяжные устройства и т. д. Таким образом, конвейер как транспортирующая машина создается в процессе расчета

Ленточный конвейер состоит из вертикально замкнутой ленты, переднего приводного барабана и привода ленты. Груз подаётся через загрузочную воронку, а с помощью плунжкового (барабанного) разгрузителя груз подается в разгрузочную воронку.

Ленточные конвейеры применяют для перемещения в горизонтальном и пологонаклонном направлениях разнообразных насыпных и штучных грузов, а также для межоперационного транспортирования изделий при поточном производстве. Они получили широкое распространение во всех отраслях промышленности и являются основными агрегатами механизации транспорта:

- 1) в литейных цехах (подача и распределение земли и уборка отходов);
- 2) на топливоподачах электростанций;
- 3) подземного и надземного транспорта угля и породы в угледобывающей промышленности;
- 4) руды, кокса, флюсов в металлургии;
- 5) строительных материалов и полезных ископаемых в карьерах;
- 6) зерна в зернохранилищах;
- 7) песка и камня на строительстве каналов и гидростанций и др.

Ленточные конвейеры служат составными частями таких сложных машин, как:

- 1) роторные экскаваторы;
- 2) перегрузочные и отвальные мосты;
- 3) погрузочно-разгрузочные машины и т.п.

- 1 стационарные и подвижные;
- 2 передвижные и переносные;
- 3 переставные и надводные (на понтонах).

- общего назначения (ГОСТ 22644-77 – ГОСТ 22647-71)
- специальные:
 - а) подземные (пищевой, мукомольно крупяной и комбикормовой промышленности).
 - б) поточного производства (в приборостроительной, радиотехнической и легкой промышленности).

4 с прорезининой лентой;
5 стальной цельнопрокаткой лентой;
6 проволоочной лентой.

По профилю трассы ленточные конвейеры разделяются на:

- 1) горизонтальные:
 - а) с однобарабанным приводом;
 - б) с двух барабанным приводом;
- 2) наклонные:

а) с однобарабанным приводом;

б) с двух барабанным приводом;

3. комбинированные:

а) наклонно – горизонтальные;

б) горизонтально – наклонные;

в) с одним или несколькими перегибами

г) со сложной трассой

Ленточные конвейеры отличаются значительной длиной транспортирования, высокой производительностью, простотой конструкции, малым собственным весом, надежностью в работе и удобством эксплуатации. В последнее время начали изготавливать высокопрочные конвейерные ленты шириной до 3 м, что при скоростях движения, достигающих 4 м/сек и больше, обеспечивает производительность конвейеров до нескольких тысяч тонн в час. Длина ленточных конвейеров практически не ограничена, и их можно использовать для сверхдальнего транспортирования грузов при помощи системы последовательных . секций на десятки и сотни километров, что получает все большее распространение в горнорудной промышленности, а также на строительстве, где ленточные конвейеры успешно конкурируют с подвесными канатными дорогами и даже с автомобильным и железнодорожным транспортом. Так, например, ленточный конвейер с лентой шириной 1800 мм при скорости 3 м/сек может транспортировать до 9000 т груза в час, что заменяет подачу за час 180 вагонов грузоподъемностью 50 т каждый.

К другим преимуществам ленточных конвейеров относятся: хорошая приспособляемость к рельефу местности, невысокая стоимость сооружения ввиду простоты и легкости эстакад, обеспечение сохранности груза, безопасность работы, возможность эксплуатации при гололедице, тумане, снежных заносах (мешающих работе рельсового и безрельсового транспорта), небольшой расход энергии, а также незначительное количество обслуживающего персонала ввиду сравнительной легкости управления (для особо длинных конвейеров один человек на 1 — 1,5 км длины конвейера).

Лист

КП-ДМ.1.6.00.00.000 ПЗ

6

Изм Лист № докум. Подп. Дата

$$n_{\text{э.тр.}} = n_{\text{вых.}} \times u_{\text{т}} \times u_{\text{б}}, \text{ мин}^{-1}.$$

$$n_{\text{э.тр.}} = 95,54 \times (2 \dots 4,0) \times (2,5 \dots 4,0) = 382,16 \dots 1528,64 \text{ мин}^{-1}.$$

По табл. 19.28 [1, с.510] выбираем электродвигатель:

Принимаем двигатель мощностью $P = 7,5 \text{ кВт}$ серии 4А по ГОСТ 19523-74

Марка = 4А132М6/960. Частота вращения ротора 960 об/мин

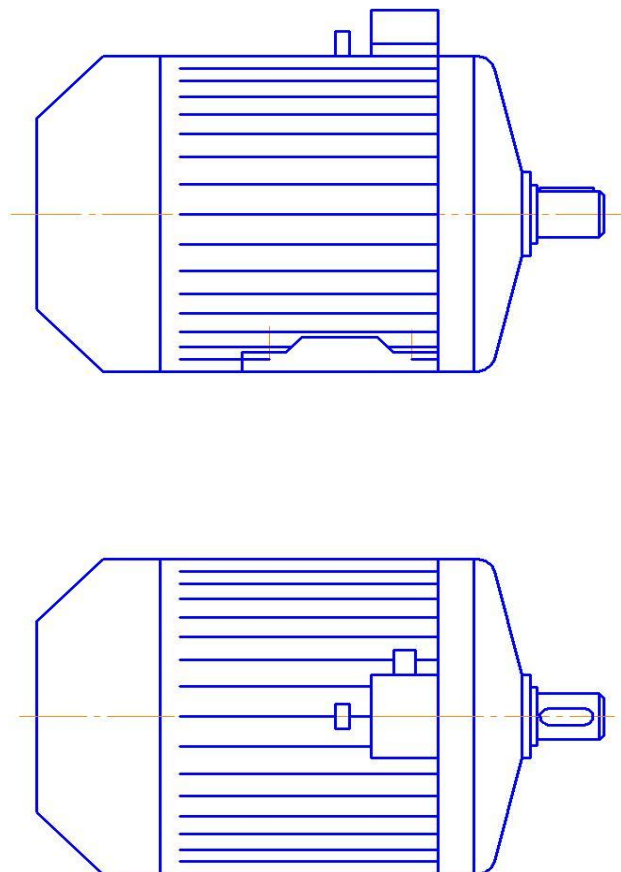


Рис.1 Электродвигатель 132М6/960

1.2. Определение передаточных отношений привода.

Определяем общее передаточное число привода по формуле

$$u_{\text{общ.}} = n_{\text{э}} / n_{\text{вых.}}, (1.7)[1, \text{ с.11}]$$

$$u_{\text{общ.}} = 960/95,54 = 10,05.$$

Определяем передаточное отношение для тихоходной передачи по формуле (1.8)[1, с.11]

$$\text{Тогда } u_{\text{т}} = 0,88 \sqrt[10]{10,05} = 0,88 \sqrt[10]{10,05} = 2,79.$$

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КП-ДМ.1.6.00.00.000 ПЗ

Лист

9

2.1. Выбор материала колес, термической обработки, твердости и деление допускаемых напряжений.

Выполним для сравнения расчет передачи для всех четырех видов термической обработки (ТО), упомянутых в гл. 2. В соответствии с этим примем следующие материалы для вариантов ТО (см. табл. 2.1):

II – колесо – сталь 40X; твердость поверхности зубьев 269 ... 302 НВ;
шестерня – сталь 40X; твердость поверхности зубьев после закалки с нагревом ТВЧ 45 ... 50 HRC;

IV- колесо и шестерня - сталь 12ХНЗА; твердость поверхности зубьев после цементации и закалики 56 ... 63 HRC.

$$\text{I - колесо } \text{HB}_{\text{cp}} = 0,5(235 + 262) = 248,5; \text{NH}_{\text{NG}} = 30\text{HB}_{\text{cp}}^{2,4} = 30 \times 248,5^{2,4} = 1,68 \cdot 10^7; \text{шестерня } \text{HB}_{\text{cp}} = 0,5(269 + 302) = 285,5; \text{N}_{\text{HG}} = 30 \times 285,5^{2,4} = 2,35 \times 10^7;$$

II - колесо $H_{Bcp} = 285,5$; $N_{HГ} = 2,35 \times 10^7$; шестерня $HRC_{cp} = 0,5(45 + 50) = 47,5$. По таблице перевода (с. 18) $HRC_{cp} = 47,5$ соответствует $H_{Bcp} = 456$.

III - колесо и шестерня $HRC_{cp} = 0,5(48 + 53) = 50,5$, что соответствует $HB_{cp} = 490$. Тогда $NH_{HG} = 30 \times 490^{2,4} = 8,58 \times 10^7$;

IV - колесо и шестерня $HRC_{cp} = 0,5(56 + 63) = 59,5$, что соответствует $HB_{cp} = 605$. Тогда $NH_{HG} = 30 \times 605^{2,4} = 1,42 \times 10^8$.

При расчете на изгиб при всех вариантах термообработки база испытаний $N_{EG} = 4 \times 10^6$.

Вычислим действительные числа циклов перемены напряжений. По формулам (2.3) получим:

а) время работы (машинное время)

$$t_M = 365 \times K_T \times t_{CM} \times K_{CYT} \times 24, \text{ м.ч.}$$

где K_T – коэффициент загрузки в год $K_T=0,8$

K_{CYT} - коэффициент загрузки в сутки $K_{CYT}=0,66$

t_{CM} – срок службы, лет $t_{CM}=10$

$$t_M = 365 \times 0,8 \times 0,66 \times 10 \times 24 = 46252,8 \text{ м.ч.}$$

б) количество циклов погружения

$$N_I = 60 \times n \times c \times t_M$$

где $c = 1$, количество смен в сутки

$$N_I = 60 \times 960 \times 1 \times 46252,8 = 26,64 \times 10^8$$

$$N_{II} = 60 \times 266,55 \times 1 \times 46252,8 = 7,4 \times 10^8$$

Определим теперь коэффициенты долговечности.

Так как при $N > N_{HG}$ коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжениям $Z_N = 1$, то для всех четырех вариантов термообработки для колеса и шестерни $Z_N = 1$.

Коэффициент долговечности при расчете на изгиб для всех вариантов термообработки $Y_N = 1$, так как во всех случаях $N > 4 \times 10^6$.

Вычислим теперь допускаемые контактные и изгибные напряжения. По формулам табл. 2.2 пределы выносливости σ_{Hlim} и σ_{Flim} , соответствующие базовым числам N_{HG} и N_{FG} для вариантов ТО такие:

$$\text{I - колесо } \sigma_{Hlim2} = 1,8 \times HB_{cp} + 67 = 1,8 \times 248,5 + 67 = 514 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,03 \times HB_{cp} = 1,03 \times 248,5 = 256 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\text{шестерня } \sigma_{Hlim1} = 1,8 \times 285,5 + 67 = 581 \text{ Н/мм}^2; \sigma_{Flim1} = 1,03 \times 285,5 = 294 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\text{II - колесо } \sigma_{Hlim2} = 1,8 \times 285,5 + 67 = 581 \text{ Н/мм}^2; \sigma_{Flim2} = 1,03 \times 285,5 = 294 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\text{шестерня } \sigma_{Hlim1} = 14HRC_{cp} + 170 = 14 \times 47,5 + 170 = 835 \text{ Н/мм}^2; \sigma_{Flim1} = 310 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\text{III - колесо и шестерня } \sigma_{Hlim} = 14 \times 50,5 + 170 = 877 \text{ Н/мм}^2; \sigma_{FLim} = 310 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\text{IV - колесо и шестерня } \sigma_{Hlim} = 19 \times HRC_{cp} = 19 \times 59,5 = 1130 \text{ Н/мм}^2; \sigma_{FLim} = 480 \text{ Н/мм}^2$$

Допускаемые контактные и изгибные напряжения получают умножением значений σ_{Hlim} и σ_{FLim} на коэффициенты Z_N и Y_N (2.6). Из ранее выполненных расчетов видно, что все коэффициенты $Z_N = 1$ и $Y_N = 1$. Поэтому допускаемые контактные и изгибные напряжения во всех рассмотренных случаях $[\sigma]_H = \sigma_{Hlim}$ и $[\sigma]_F = \sigma_{FLim}$.

Для варианта термообработки II допускаемое контактное напряжение, которое должно быть принято в расчет, определяют по формуле (2.7)

$$[\sigma]_H = 0,45 ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(835 + 581) = 637 \text{ Н/мм}^2.$$

Это напряжение не должно превышать значение $1,25 [\sigma]_{H2} = 1,25 \times 581 = 726 \text{ Н/мм}^2$. Следовательно, это условие выполняется. Для всех других вариантов термообработки в качестве допускаемого контактного напряжения принимают меньшее из $[\sigma]_{H1}$ и $[\sigma]_{H2}$. Таким образом:

Вариант I - $[\sigma]_H = 514 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma]_{F2} = 256 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma]_{F1} = 294 \text{ Н/мм}^2$.

Вариант II - $[\sigma]_H = 637 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma]_{F2} = 294 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma]_{F1} = 310 \text{ Н/мм}^2$.

Вариант III - $[\sigma]_H = 877 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma]_{F2} = [\sigma]_{F1} = 310 \text{ Н/мм}^2$.

Вариант IV - $[\sigma]_H = 1130 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma]_{F2} = [\sigma]_{F1} = 480 \text{ Н/мм}^2$.

2.2. Определение межосевого расстояния.

Для расчета межосевого расстояния передачи предварительно надо определить значения некоторых коэффициентов. По рекомендациям, приведенным в разд. 2.2, принимаем:

коэффициент межосевого расстояния для передач с косыми зубьями $K_a = 49,5$;

коэффициент ширины $\psi_{ba} = 0,315$;

коэффициент ширины ψ_{bd} по формуле (2.8);

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u \pm 1) = 0,5 \cdot 0,315(3,6 + 1) = 0,72.$$

Для вычисления коэффициента $K_{H\beta}$ неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий находим значение индекса схемы $S = 8$ (см. табл. 2.3) и по формуле (2.9) рассчитываем значение этого коэффициента. При значении твердости $> 350 \text{ НВ}$, т.е. для вариантов термообработки III и IV:

$$K_{H\beta} = 1 + \psi_{bd}/S = 1 + 2 \cdot 0,72/8 = 1,18.$$

$$z_s = 2a_w \cos \beta_{\min} / m = 2 \cdot 140 \cos 6,52^\circ / 1,25 = 223$$

Округляя в меньшую сторону до целого числа, принимаем $z_s = 223$

Тогда действительное значение угла β (2.19)

$$\beta = \arccos(z_s m / (2a_w)) = \arccos(223 \times 1,25 / (2 \times 140)) = 5,41^\circ$$

Число зубьев шестерни (2.20)

$$z_1 = z_s / (u \pm 1) = 223 / (3,6 + 1) = 48,47 \text{ . Принимаем } z_1 = 48.$$

$$\text{Число зубьев колеса (2.21) } z_2 = z_s - z_1 = 223 - 48 = 175$$

Фактическое передаточное число

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 175 / 48 = 3,64$$

Отклонение от заданного передаточного числа (2.22)

$$\Delta u = ((u_\phi - u) / u) \times 100 = ((3,64 - 3,6) / 3,6) \times 100 = 1,11 \%,$$

что находится в допускаемых пределах.

2.5. Определение диаметров колес.

Геометрические размеры колес. Делительные диаметры (2.23):

$$\text{- шестерни } d_1 = z_1 \times m / \cos \beta = 48 \times 1,25 / \cos 5,41^\circ = 60 \text{ мм;}$$

$$\text{- колеса } d_2 = 2 \times a_w - d_1 = 2 \times 140 - 60 = 220 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей вершин и впадин зубьев (2.24):

$$\text{- шестерни } d_{a1} = d_1 + 2 \times m = 60 + 2 \times 1,25 = 62,5 \text{ мм;}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \times m = 60 - 2,5 \times 1,25 = 56,875 \text{ мм;}$$

$$\text{- колеса } d_{a2} = d_2 + 2 \times m = 220 + 2 \times 1,25 = 222,5 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \times m = 220 - 2,5 \times 1,25 = 216,875 \text{ мм;}$$

$$\text{Ширина шестерни } b_1 = 1,08 \times b_2 = 1,08 \times 44 = 48 \text{ мм.}$$

Проверка пригодности заготовок колес для принятой термообработки:

$$\text{- для шестерни } D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 = 62,5 + 6 = 68,5 \text{ мм;}$$

$$\text{- для колеса без выточек } S_{\text{заг}} = b_2 + 4 = 44 + 4 = 48 \text{ мм}$$

По табл. 2.1 [1, с.17] для стали марки 40Х предельные размеры заготовок колес: $D_{\text{пр}} = 125 \text{ мм}$; $S_{\text{пр}} = 80 \text{ мм}$. Условия пригодности заготовок колес выполнены и, следовательно, могут быть получены принятые механические характеристики материалов колес.

2.6. Определение сил в зацеплении.

						КП-ДМ.1.6.00.00.000 ПЗ		Лист
								15
		Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Расчет цилиндрической зубчатой передачи.

Выполним для сравнения расчет передачи для всех четырех видов термической обработки (ТО), упомянутых в гл. 2. В соответствии с этим примем следующие материалы для вариантов ТО (см. табл. 2.1):

шестерня - сталь 40Х; твердость поверхности зубьев 269 ... 302 НВ;

II – колесо – сталь 40X; твердость поверхности зубьев 269 ... 302 HB;
шестерня – сталь 40X; твердость поверхности зубьев после закалки с нагревом
ТВЧ 45 ... 50 HRC;

III- колесо и шестерня - сталь 40ХН; твердость поверхности зубьев после закалки 48 ... 53 НR.C;

IV- колесо и шестерня - сталь 12ХНЗА; твердость поверхности зубьев после цементации и закали 56 ... 63 HRC.

Определим средние значения твердостей поверхностей зубьев колес (2.1) и значения баз испытаний (2.2). Для принятых вариантов ТО получим:

$$\text{I - колесо } \text{HB}_{\text{cp}} = 0,5(235 + 262) = 248,5; \text{NH}_{\text{NG}} = 30\text{HB}_{\text{cp}}^{2,4} = 30 \times 248,5^{2,4} = 1,68 \cdot 10^7; \text{шестерня } \text{HB}_{\text{cp}} = 0,5(269 + 302) = 285,5; \text{N}_{\text{HG}} = 30 \times 285,5^{2,4} = 2,35 \cdot 10^7;$$

II - колесо $NB_{cp} = 285,5$; $NH_{HG} = 2,35 \times 10^7$; шестерня $HRC_{cp} = 0,5(45 + 50) = 47,5$. По таблице перевода (с. 18) $HRC_{cp} = 47,5$ соответствует $NB_{cp} = 456$.

Тогда $NH_{NG} = 30 \cdot 456^{2,4} = 7,2 \times 10^7$:

III - колесо и шестерня $HRC_{cp} = 0,5(48 + 53) = 50,5$, что соответствует $HB_{cp} = 490$. Тогда $NH_{HG} = 30 \times 490^{2,4} = 8,58 \times 10^7$;

IV - колесо и шестерня $HRC_{cp} = 0,5(56 + 63) = 59,5$, что соответствует $HB_{cp} = 605$. Тогда $NH_{HG} = 30 \times 605^{2,4} = 1,42 \times 10^8$.

Вариант III - $[\sigma]_H = 877 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma]_{F2} = [\sigma]_{F1} = 310 \text{ Н/мм}^2$.

Вариант IV - $[\sigma]_H = 1130 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma]_{F2} = [\sigma]_{F1} = 480 \text{ Н/мм}^2$.

3.2. Определение межосевого расстояния.

Для расчета межосевого расстояния передачи предварительно надо определить значения некоторых коэффициентов. По рекомендациям, приведенным в разд. 2.2, принимаем:

коэффициент межосевого расстояния для передач с косыми зубьями $K_a = 49,5$;

коэффициент ширины $\psi_{ba} = 0,315$;

коэффициент ширины ψ_{bd} по формуле (2.8);

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u \pm 1) = 0,5 \cdot 0,315(2,79 + 1) = 0,6.$$

Для вычисления коэффициента $K_{H\beta}$ неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий находим значение индекса схемы $S = 8$ (см. табл. 2.3) и по формуле (2.9) рассчитываем значение этого коэффициента. При значении твердости $> 350 \text{ HB}$, т.е. для вариантов термообработки III и IV:

$$K_{H\beta} = 1 + \psi_{bd}/S = 1 + 2 \cdot 0,6/8 = 1,15.$$

При твердости 350 HB , т.е. для вариантов термообработки I и II, коэффициент $K_{H\beta} = 1$.

Дальнейший порядок расчета соответствует приведенному в разд. 2.1.1.

Межосевое расстояние определяем по формуле (2.10) [1, с.21]

$$a_w = 49,5(2,79 + 1) \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 691,23 \cdot 10^3}{0,315 \cdot 2,79^2 \cdot 514^2}} \approx 191,7 \text{ мм}$$

Принимаем из ряда стандартных чисел $a_w = 200 \text{ мм}$

Делительный диаметр шестерни вычисляют по формуле

$$d_1 = 2 \times 200 / (2,79 + 1) = 105 \text{ мм}$$

Предварительные основные размеры колеса.

Определим предварительные основные размеры колеса:

- делительный диаметр (2.12)

- $d_2 = 2 \times 200 \times 2,79 / (2,79 + 1) = 295 \text{ мм}$;

- ширина $b_2 = 0,315 \times 200 = 63 \text{ мм}$

Принимаем из ряда стандартных чисел $b_2 = 63$ мм.

3.3. Определение модуля передачи.

Модуль передачи. Для вычисления предварительного значения модуля передачи по рекомендации п. 3 разд. 2.1.1 [1, с.22] примем коэффициент модуля $K_T = 6,8$. Тогда по формуле (2. 16)

$$m \geq \frac{2 \cdot 6,8 \cdot 691,23 \cdot 10^3}{295 \cdot 63 \cdot 294} = 1,72 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного значения из первого ряда: $m = 2,0$ мм.

3.4. Определение чисел зубьев, угла их наклона и фактического передаточного числа.

Угол наклона и суммарное число зубьев. Минимальный угол наклона зубьев (2.17)

$$\beta_{\min} = \arcsin \times (4 \times 2 / 63) = 7,29^\circ.$$

Суммарное число зубьев (2.18)

$$z_s = 2 \times 200 \times \cos 7,29^\circ / 2,0 = 198.$$

Округляя в меньшую сторону до целого числа, принимаем $z_s = 198$.

Тогда действительное значение угла β (2.19)

$$\beta = \arccos \times (198 \times 2,0 / (2 \times 200)) = 8,41^\circ$$

Число зубьев шестерни (2.20)

$$z_1 = z_s / (u \pm 1) = 198 / (2,79 + 1) = 52,24. \text{ Принимаем } z_1 = 52.$$

Число зубьев колеса (2.21)

$$z_2 = z_s - z_1 = 198 - 52 = 146.$$

Фактическое передаточное число

Отклонение от заданного передаточного числа (2.22)

$$u_{\phi} = 146 / 52 = 2,8$$

$$\Delta u = ((u_{\phi} - u) / u) \times 100\% = ((2,8 - 2,79) / 2,79) \times 100\% = 0,36\%,$$

что находится в допусковых пределах.

3.5. Определим геометрические размеры колес.

Делительные диаметры (2.23):

$$\text{- шестерни } d_1 = 52 \times 2 / \cos 8,41^\circ = 105 \text{ мм}$$

- колеса $d_2 = 2 \times 200 - 105 = 295$ мм

Диаметры окружностей вершин и впадин зубьев (2.24):

- шестерни $d_{a1} = d_1 + 2 \times m = 105 + 2 \times 2 = 109$ мм;

$d_{f1} = d_1 - 2,5 \times m = 105 - 2,5 \times 2 = 100$ мм;

- колеса $d_{a2} = d_2 + 2 \times m = 295 + 2 \times 2 = 299$ мм;

$d_{f2} = d_2 - 2,5 \times m = 295 - 2,5 \times 2 = 290$ мм;

Ширина шестерни $b_1 = 1,08 \times b_2 = 1,08 \times 63 = 68$ мм.

Проверка пригодности заготовок колес для принятой термообработки:

- для шестерни $D_{заг} = d_{a1} + 6 = 109 + 6 = 115$ мм;

- для колеса без выточек $S_{заг} = b_2 + 4 = 63 + 4 = 67$ мм

По табл. 2.1 [1, с.17] для стали марки 40Х предельные размеры заготовок колес: $D_{пр} = 125$ мм; $S_{пр} = 80$ мм. Условия пригодности заготовок колес выполнены и, следовательно, могут быть получены принятые механические характеристики материалов колес.

3.6. Определение сил в зацеплении

вычисляют по формулам (2.25) [1, с.24]

- окружная $F_t = 2 \times T_2 / d_2 = 2 \times 691,23 \times 10^3 / 295 = 4686,3$ Н;

- радиальная $F_r = F_t \times \tan \alpha / \cos \beta = 4686,3 \times \tan 20^\circ / \cos 8,41^\circ = 1723,9$ Н;

- осевая $F_a = F_t \times \tan \beta = 4686,3 \times \tan 8,41^\circ = 692,84$ Н.

3.7. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба.

Предварительно назначим степень точности передачи и определим значения некоторых уточняющих коэффициентов. Так как фактическое передаточное число передачи $u_\phi = 3,64$, то частота вращения вала колеса $n_2 = 960 / 3,64 = 263,73$ мин⁻¹.

Окружная скорость колеса

$v = \pi \times d_2 \times n_2 / 60000 = 3,14 \times 295 \times 263,73 / 60000 = 3,03$ м/с.

Назначаем степень точности 7 (см. табл. 2.4) [1, с.25]. Коэффициент $K_{Fa} = 0,81$ Коэффициент Y_β (2.26)

$Y_\beta = 1 - \beta / 100^\circ = 1 - 8,41^\circ / 100^\circ = 0,916$.

Так как $v < 15$ м/с, то при варианте II термообработки коэффициент $K_{F\beta} = 1,0$.
При твердости зубьев колеса < 350 НВ коэффициент $K_{Fv} = 1,2$.

Для определения коэффициентов Y_{FS2} , Y_{FS1} вычислим приведенные числа зубьев: колеса $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 146 / \cos^3 8,41^\circ = 151$;

шестерни $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 52 / \cos^3 8,41^\circ = 54$.

По табл. 2.5 принимаем $Y_{FS2} = 3,61$; $Y_{FS1} = 3,64$.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса (2.29) [1, с.26]

$$\sigma_{F2} = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_{\beta} \times Y_{FS2} \times F_t / (b_2 \times m) =$$

$$= 0,81 \times 1,0 \times 1,2 \times 0,916 \times 3,61 \times 4686,3 / (63 \times 2,0) = 33,1 \text{ H/MM}^2,$$

что меньше допускаемых напряжений $[\sigma]_{F2} = 294 \text{ Н/мм}^2$.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни (2.30) [1, с.26]

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{FS1}/Y_{FS2} = 33,1 \times 3,64/3,61 = 33,37 \text{ H/MM}^2.$$

что также меньше $[\sigma]_{F1} = 310 \text{ Н/мм}^2$.

3.8. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям.

Определим значения уточняющих коэффициентов [1, с.26]: $K_{H\alpha} = 1,1$; $K_{H\beta} = 1$; $K_{Hv} = 1,1$ при твердости зубьев колеса < 350 НВ. Расчетное контактное напряжение (2.31) [1, с.27]

$$\sigma_H = 376 \sqrt{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} F_t (u_{\phi} \pm 1) / (d_2 b_2)} =$$

$$= 376 \sqrt{1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 4686,3 (2,8 + 1) / (295 \cdot 63)} = 422,86 \text{ Н / мм}^2$$

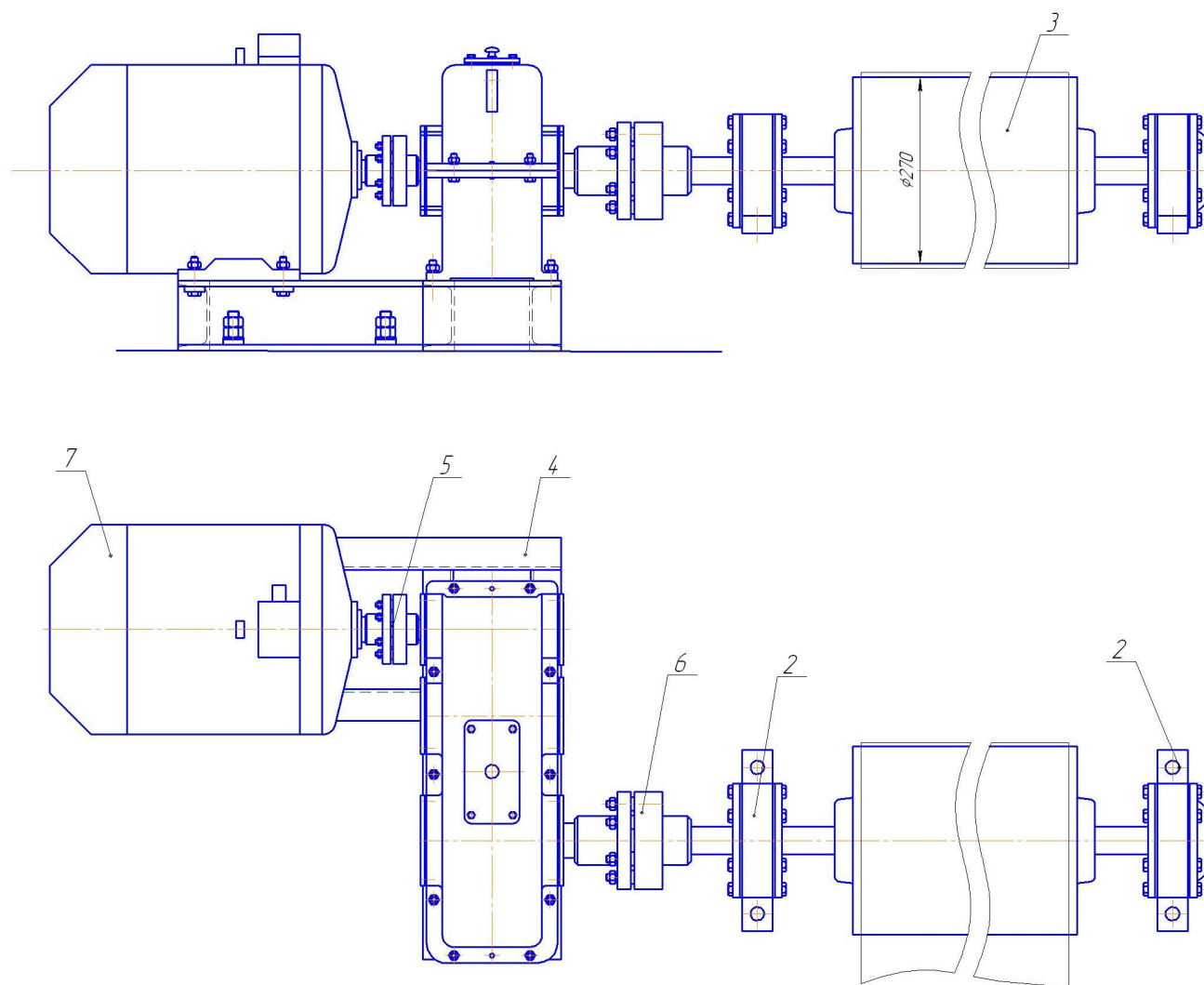


Рис. 1 Общий вид.

1 -редуктор, 2-опора, 3-барабан, 4-рама сварная, 5-муфта МУВП, 6-муфта предохранительная, 7-электродвигатель.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КП-ДМ.1.6.00.00.000 ПЗ

Лист

23

4. Проектный расчет валов редуктора.

Для построения компоновочной схемы следует дополнительно определить некоторые размеры валов. По формулам (3.1) и (3.2) и табл. 3.1 [1, с.43] находим:

4.1. Быстроходный вал.

$$d = (7 \dots 8) \sqrt[3]{T_B} = (7 \dots 8) \sqrt[3]{73,1} = 29,26 \dots 33,45 \text{ мм.}$$

По табл. 12.5 принимаем $d = 32 \text{ мм.}$

Тогда $d_{\Pi} = d + 2t_2$, где t_2 – глубина паза [1, с.488, табл. 19.11]

$$d_{\Pi} = 32 + 2 \cdot 3,5 = 39 \text{ мм. Принимаем } d_{\Pi} = 40 \text{ мм.}$$

$$\text{Диаметр заплечика } d_{\text{БП}} = d_{\Pi} + 3r = 40 + 3 \times 2,5 = 47,5 \text{ мм.}$$

Поэтому примем $d_{\text{БП}} = 48 \text{ мм.}$

$$\text{длина посадочного конца } l_{\text{МБ}} = 1,5 \times d = 1,5 \times 32 = 48 \text{ мм. Принимаем } 48 \text{ мм;}$$

$$\text{длина промежуточного участка } l_{\text{КБ}} = 1,4 \times d_{\Pi} = 1,4 \times 40 = 56 \text{ мм.}$$

4.2. Выходной (тихоходный) вал.

$$d = (5 \dots 6) \sqrt[3]{T_T} = (5 \dots 6) \sqrt[3]{691,23} = 44,2 \text{ мм. Принимаем } d = 45 \text{ мм}$$

$$d_{\Pi} = 45 + 2 \cdot 4 = 53 \text{ мм. Принимаем } d_{\Pi} = 55 \text{ мм.}$$

Диаметр заплечика $d_{\text{БП}} = 55 + 3 \times 3 = 64 \text{ мм.}$ Примем стандартное значение

$d_{\text{БП}} = 64 \text{ мм.}$ Диаметр посадочной поверхности для колеса примем $d_K = 64 \text{ мм}$

$$\text{длина посадочного конца } l_{\text{МТ}} = 1,5 \times d = 1,5 \times 45 = 68 \text{ мм;}$$

$$\text{длина промежуточного участка } l_{\text{КТ}} = 1,2 \times d_{\Pi} = 1,2 \times 55 = 66 \text{ мм.}$$

4.3. Промежуточный вал.

$$d = (6 \dots 7) \sqrt[3]{T_{\text{ПР}}} = (6 \dots 7) \sqrt[3]{255,86} = 44,43 \text{ мм. Принимаем } d = 44 \text{ мм}$$

$$d_{\Pi} = 44 - 2 \cdot 2,5 = 39 \text{ мм. Принимаем } d_{\Pi} = 40 \text{ мм.}$$

Диаметр заплечика $d_{\text{БП}} = 44 + 3 \times 2,5 = 51,5 \text{ мм.}$ Примем стандартное значение $d_{\text{БП}} = 52 \text{ мм}$

Зазор между колесами и стенками корпуса по формуле (3.5)

$$L = a_{w1} + a_{w2} + 0,5(d_{a1} + d_{a2}) = 140 + 200 + 0,5(62,5 + 299) = 520,75 \text{ мм;}$$

$$a = \sqrt[3]{L} + 3 \text{ мм} = \sqrt[3]{405,75} + 3 = 11 \text{ мм}$$

5. Расчет шпоночных соединений.

Для передачи вращающего момента $T = 691,23 \times 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ тихоходного вала примем шпоночное соединение. Найдем диаметр в среднем сечении участка длиной $l = 63 \text{ мм}$.

$$d_{cp.} = d - 0,05 \times l = 64 - 0,05 \times 63 = 60,85 \text{ мм.}$$

Шпонка: $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $t_1 = 7$ мм, длина шпонки $l = 63$ мм. Рабочая длина $l_p = l - b = 63 - 18 = 45$ мм.

Расчетные напряжения смятия

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \times T}{d_{cp} \times (h - t_1) \times l_p} = \frac{2 \times 691,23 \times 10^3}{60,85 \times (11 - 7) \times 45} = 126,22 \text{ H/MM}^2,$$

что меньше $[\sigma]_{\text{см}} = 190 \text{ Н/мм}^2$.

					КП-ДМ.1.6.00.00.000 ПЗ	Лист
						25
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

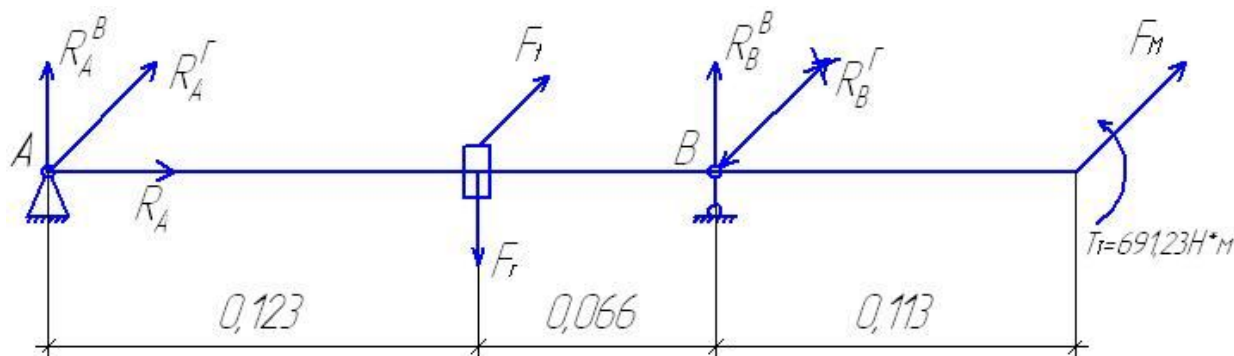
6. Проверочный расчёт тихоходного вала

Исходные данные:

- окружная сила на колесе $F_t = 4686,3 \text{ Н}$;
- радиальная сила на колесе $F_r = 1723,9 \text{ Н}$;
- крутящий момент на выходном валу $T_T = 691,23 \text{ Н*м}$;
- сила, действующая со стороны муфты $F_M \approx 125 \cdot \sqrt{T_{\text{вых}}}$;

$$F_M \approx 125 \cdot \sqrt{691,23} = 3286,4(\text{НН}).$$

Расчётная схема:



Определим реакции в опорах.

$$\sum \text{пр}(X) = R_A = 0.$$

Составляем уравнения моментов сил, действующих в вертикальной и горизонтальной плоскостях, относительно опор А и В:

$$\sum M_A^B = -F_r \cdot 0,123 + R_B^B \cdot (0,123 + 0,066) = 0.$$

$$R_B^B = \frac{F_r \cdot 0,123}{0,123 + 0,066} = \frac{1723,9 \cdot 0,123}{0,123 + 0,066} = 1121,9(\text{НН})$$

$$\sum M_A^\Gamma = F_t \cdot 0,123 + R_B^\Gamma \cdot (0,123 + 0,066) + F_M \cdot (0,123 + 0,066 + 0,113) = 0.$$

$$R_B^\Gamma = \frac{-F_t \cdot 0,123 - F_M \cdot (0,123 + 0,066 + 0,113)}{0,123 + 0,066} =$$

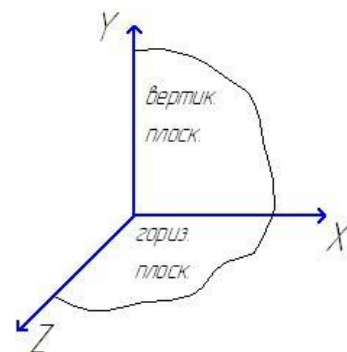
$$= \frac{-4686,3 \cdot 0,123 - 3286,4 \cdot (0,123 + 0,066 + 0,113)}{0,123 + 0,066} = -8301,1(\text{НН})$$

Так как при расчёте получили отрицательное значение силы R_B^Γ , то изменяем её направление на противоположное.

$$\sum M_B^B = F_r \cdot 0,066 - R_A^B \cdot (0,066 + 0,123) = 0.$$

$$R_A^B = \frac{F_r \cdot 0,066}{0,066 + 0,123} = \frac{1723,9 \cdot 0,066}{0,066 + 0,123} = 602(\text{НН})$$

$$\sum M_B^\Gamma = F_M \cdot 0,113 - F_t \cdot 0,066 - R_A^\Gamma \cdot (0,066 + 0,123) = 0.$$



$$R_A^{\Gamma} = \frac{F_M \cdot 0,113 - F_t \cdot 0,066}{0,066 + 0,123} = \frac{3286,4 \cdot 0,113 - 4686,3 \cdot 0,066}{0,066 + 0,123} = 328,4(\text{НГ})$$

Проверка:

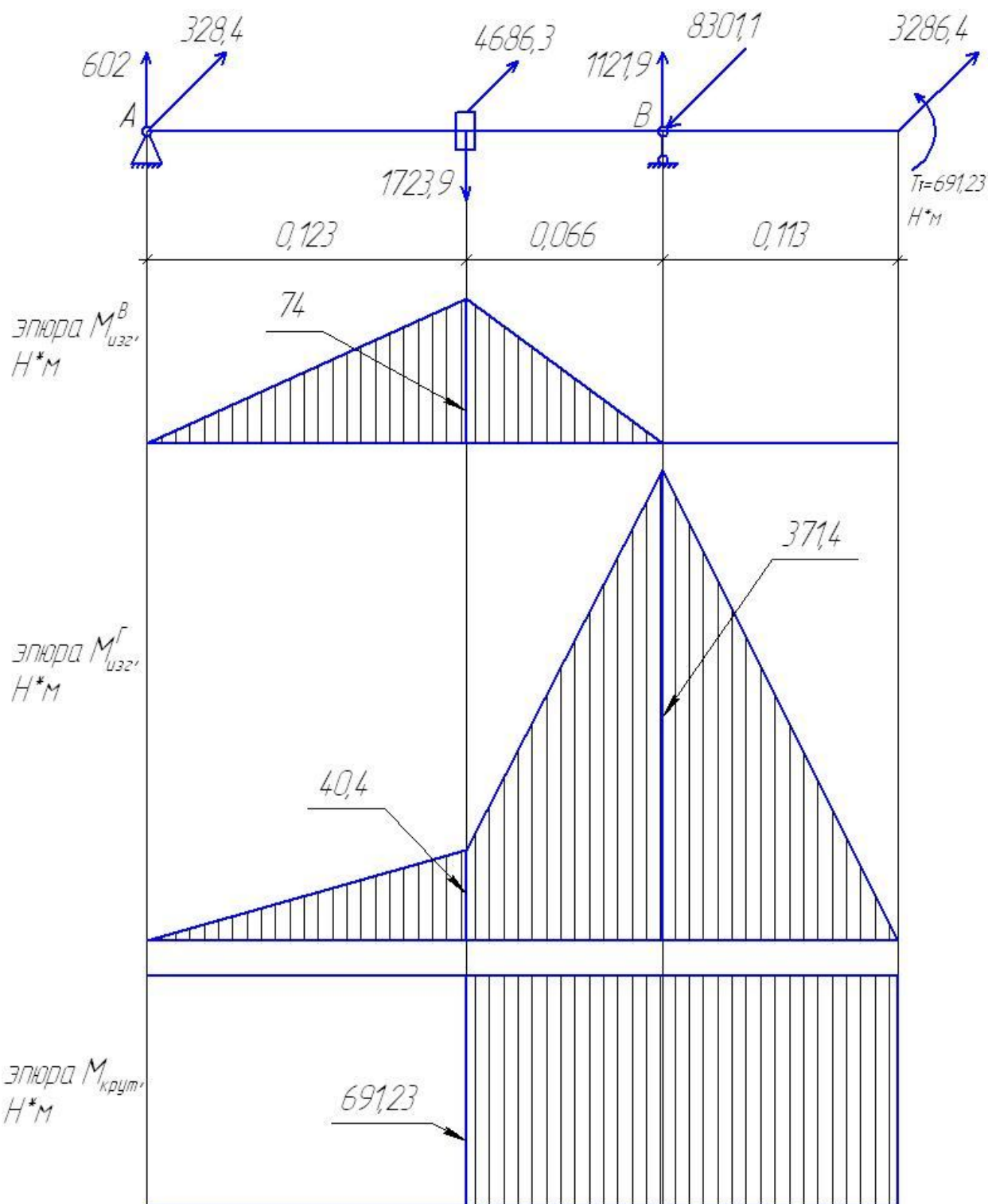
$$\sum \text{пр}(Y) = 602 - 1723,9 + 1121,9 = 0.$$

$$0 = 0.$$

$$\sum \text{пр}(Z) = -328,4 - 4686,3 + 8301,1 - 3286,4 = 0.$$

$$0 = 0.$$

Строим эпюры изгибающих и крутящих моментов.



$$A_{oc} = \frac{\pi \cdot d_{oc}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,055^2}{4} = 0,0024(m^2);$$

F_a - нормальная сила

$$F_a = \sqrt{8301,1^2 + 1121,9^2} = 8376,57(HH)$$

$$\sigma_m = \frac{8376,57}{0,0024} = 3,5 \cdot 10^6 (ППа = 3,5 МПа .$$

$$\tau_m = \frac{T_{oc}}{2 \cdot W_{Poc}} = \tau_a = 10,2 МПа .$$

$$K_L = 9 \sqrt{\frac{N_o}{N_\Sigma}} \geq 1 \text{ - коэффициент долговечности}$$

$$K_L = 1 \text{ (см. расчёт).}$$

$\psi_\sigma = 0,1$ и $\psi_\tau = 0,05$ (для среднеуглеродистых сталей).

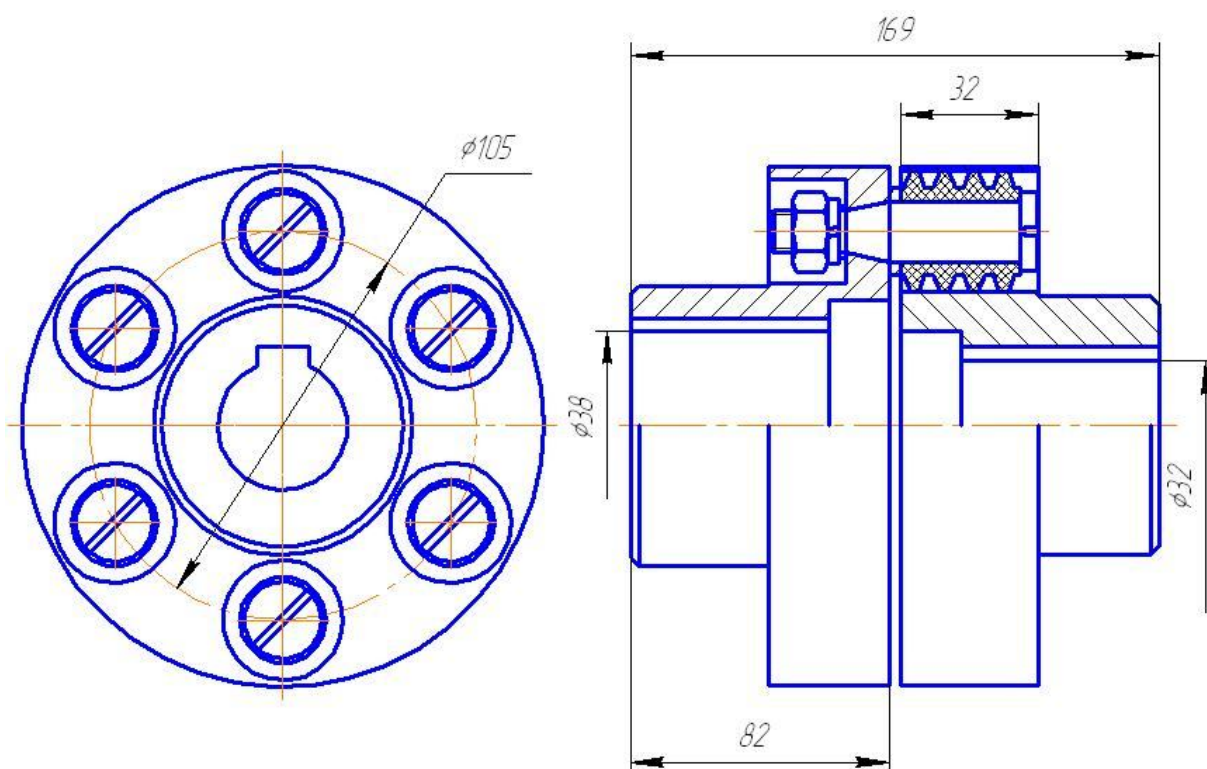
$$S_\sigma = \frac{380 \cdot 10^6 \cdot 1}{\frac{1,8}{0,68 \cdot 0,9 \cdot 2,6} \cdot 21,85 \cdot 10^6 + 0,1 \cdot 3,5 \cdot 10^6} = 15,16$$

$$S_\tau = \frac{230 \cdot 10^6 \cdot 1}{\frac{1,35}{0,68 \cdot 0,9 \cdot 2,6} \cdot 10,2 \cdot 10^6 + 0,05 \cdot 10,2 \cdot 10^6} = 25,1$$

$$S = \frac{15,16 \cdot 25,1}{\sqrt{15,16^2 + 25,1^2}} = 13 > [S] = 2 .$$

					КП-ДМ.1.6.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		29

C – зазор между полумуфтами, C = 3...5 мм.



$$\sigma_{\text{и}} = 2 \times 10^3 \times 74,6 \times (0,5 \times 28 + 5) / (6 \times 105 \times 0,1 \times 14^3) = 16,4 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{и}}.$$

Рис. 3 Муфта МУВП -32

					КП-ДМ.1.6.00.00.000 ПЗ		Лист
							32
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			

--	--

--	--

--	--

--	--

--	--

быть вязкость масла и чем выше контактные напряжения в зацеплении, тем большей вязкостью должно характеризоваться масло. Поэтому требуемую вязкость масла определяют в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости.

Рекомендуемая кинематическая вязкость масел

Контактные Напряжения σ_H Н/мм ²	Рекомендуемая кинематическая вязкость, мм ² /с при окружной скорости, м/с		
	До 2	2...5	Св. 5
Для зубчатых передач при 40 С°			
До 600	34	28	22
600...1000	60	50	40
1000...1200	70	60	50

По таблице выбирают марку масла для смазывания зубчатых и червячных передач. В таблице приведены рекомендуемые марки смазочных масел для волновых передач.

Кинематическая вязкость масел.

Марка масла	Кинематическая вязкость мм ² /с
Для зубчатых передач при 40 С	
И-Л-А-22	19-25
И-Г-А-32	29-35
И-Г-А-46	41-51
И-Г-А-68	61-75

Обозначение промышленных масел состоит из четырех знаков, каждый из которых обозначает: первый (И) - промышленное, второй - принадлежность к группе по назначению (Г - для гидравлических систем, Т - тяжелонагруженные узлы), третий - принадлежность к группе по эксплуатационным свойствам (А - масло без присадок, С - масло с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками, Д - масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками), четвертый (число) - класс кинематической вязкости.

Из пластичных смазочных материалов наиболее часто применяют ЦИАТИМ-201, Литол-24, Униол-2.

Допустимые уровни погружения колес цилиндрического редуктора в масляную ванну : $h_M \ll (2t \dots 0,25d?)$. Здесь t - модуль зацепления. Наименьшую глубину принято считать равной двум модулям зацепления, но не менее 10 мм. Наибольшая допустимая глубина погружения зависит от окружной скорости колеса. Чем медленнее вращение колеса, тем на большую глубину, но может быть погружено. Считают, что в двухступенчатой передаче при окружной скорости колеса тихоходной ступени $v > 1$ м/с достаточно погружать в масло только колесо тихоходной ступени. При $v < 1$ м/с в масло должны быть погружены колеса обеих ступеней передачи.

В соосных редукторах при расположении валов в горизонтальной плоскости в масло погружают колеса быстроходной и тихоходной ступеней. При расположении валов в вертикальной плоскости погружают в масло шестерню и колесо, расположенные в нижней части корпуса. Если глубина погружения

Расстояние b_0 между дном корпуса и наружной поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов и коробок передач.

Подшипники смазывают тем же маслом, что и детали передач. Смазывание их другим смазочным материалом применяют редко (если требуется защитить подшипники от продуктов износа деталей передач).

Однако в ряде случаев для обеспечения надежного смазывания зацепления приходится значительно повышать уровень масла. Нередко в масло погружают быстроходную шестерню или червяк и подшипники быстроходного вала. В этом случае во избежание попадания в подшипник продуктов износа передач, а также излишнего полива маслом, подшипники защищают

маслозащитными шайбами (кольцами). Особенно это необходимо, если на быстроходном валу установлены косозубые или шевронные колеса, либо червяк, т.е. когда зубья колес или витки червяка гонят масло на подшипник и заливают его, вызывая повышенный нагрев.

Для смазывания опор валов, далеко расположенных от уровня масляной ванны, применяют различные устройства. Так, для смазывания подшипников вала конической шестерни, удаленных от масляной ванны, на фланце корпуса в плоскости разъема делают канавки, а на крышке корпуса скосы. В канавки со стенок крышки корпуса стекает разбрызгиваемое колесом масло и через отверстия в стакане попадает к подшипникам.

Для направления стекающего масла иногда делают на внутренней поверхности стенки корпуса ребра. По ним масло стекает к отверстию в приливе корпуса и попадает к подшипнику.

					КП-ДМ.1.6.00.00.000 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		37

Список использованных источников.

1Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. М.: «Машиностроение», 2004г.

7 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. М.: Высшая школа, 1985г.

8Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин. М.: Высшая школа, 1987.

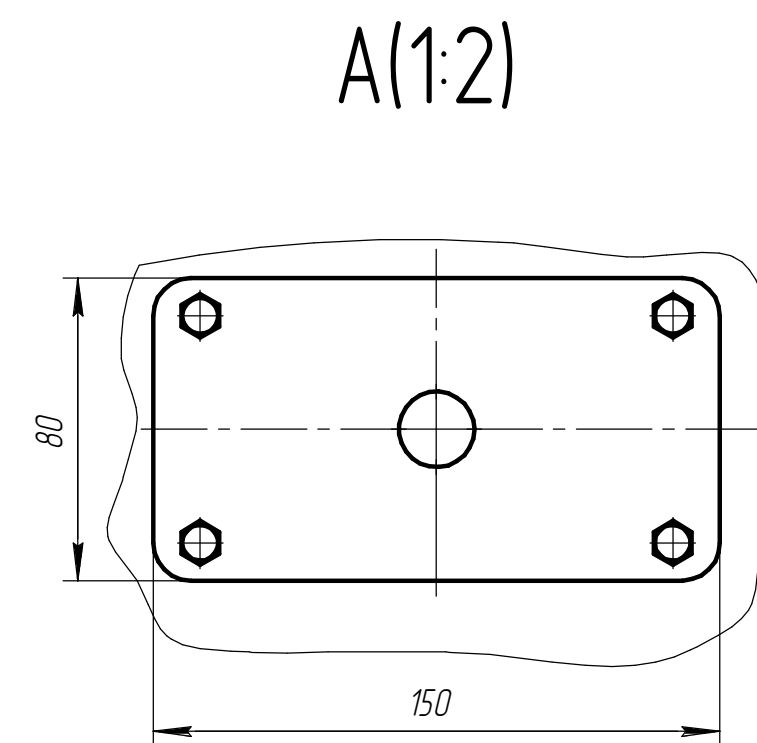
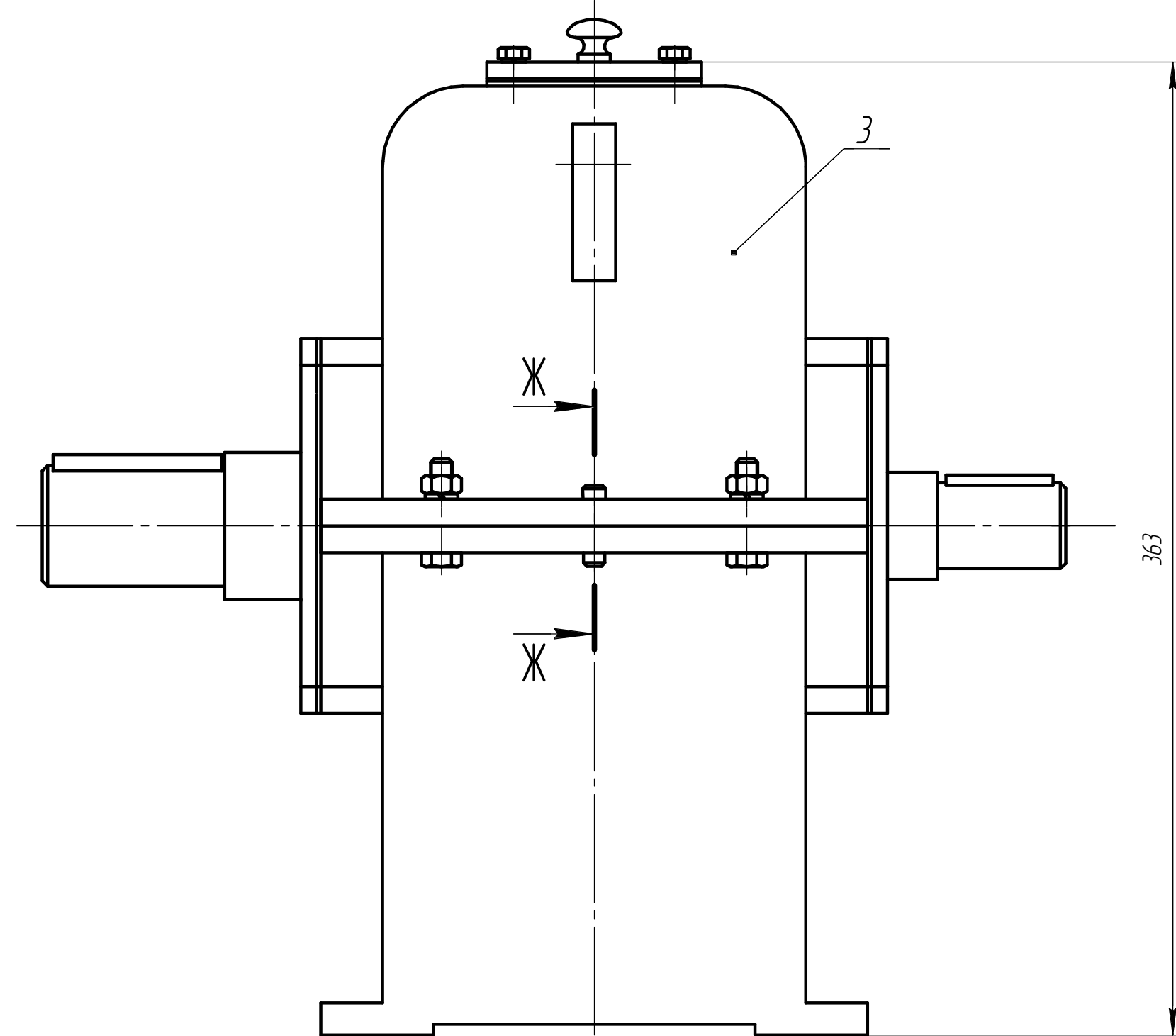
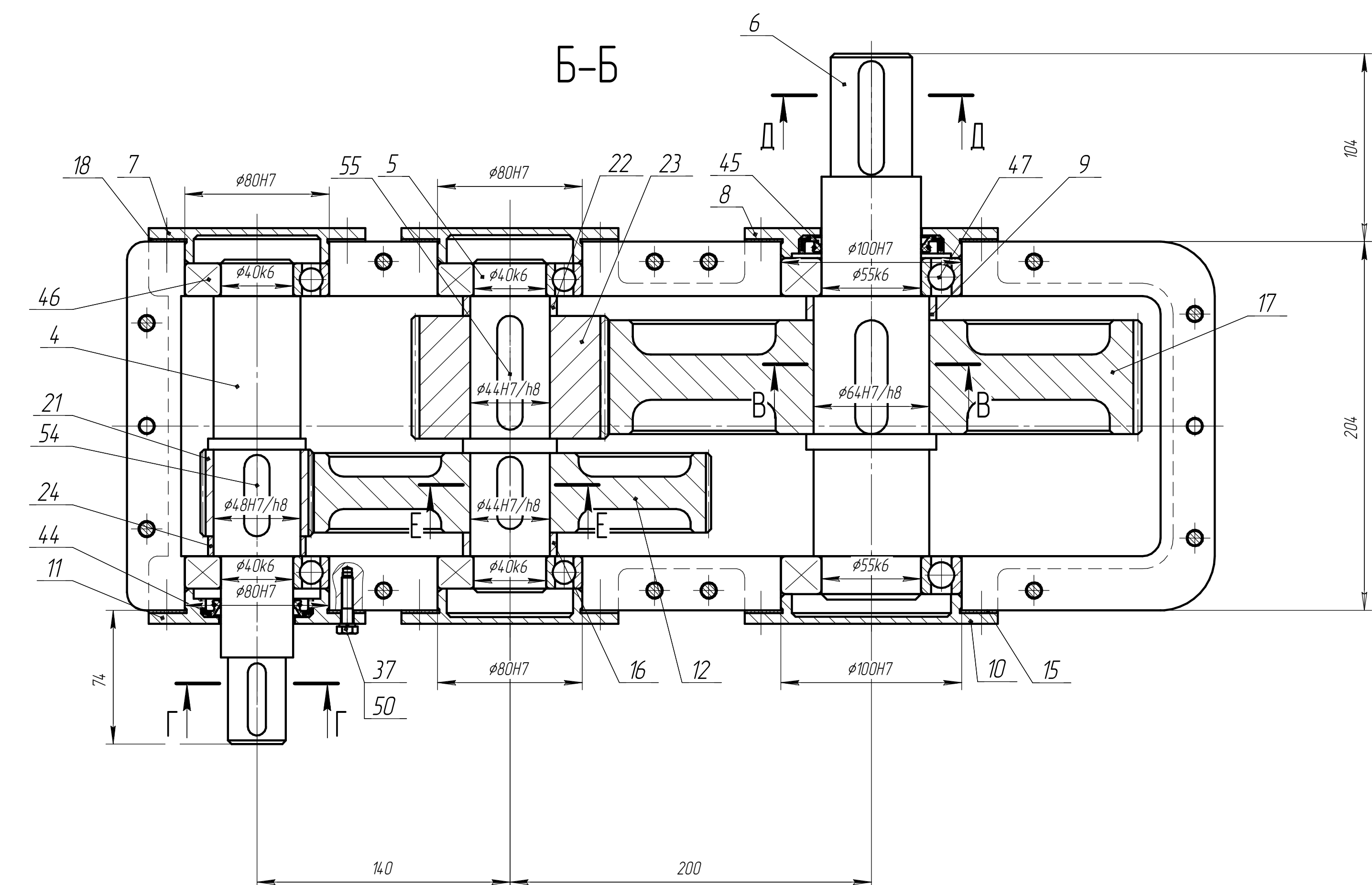
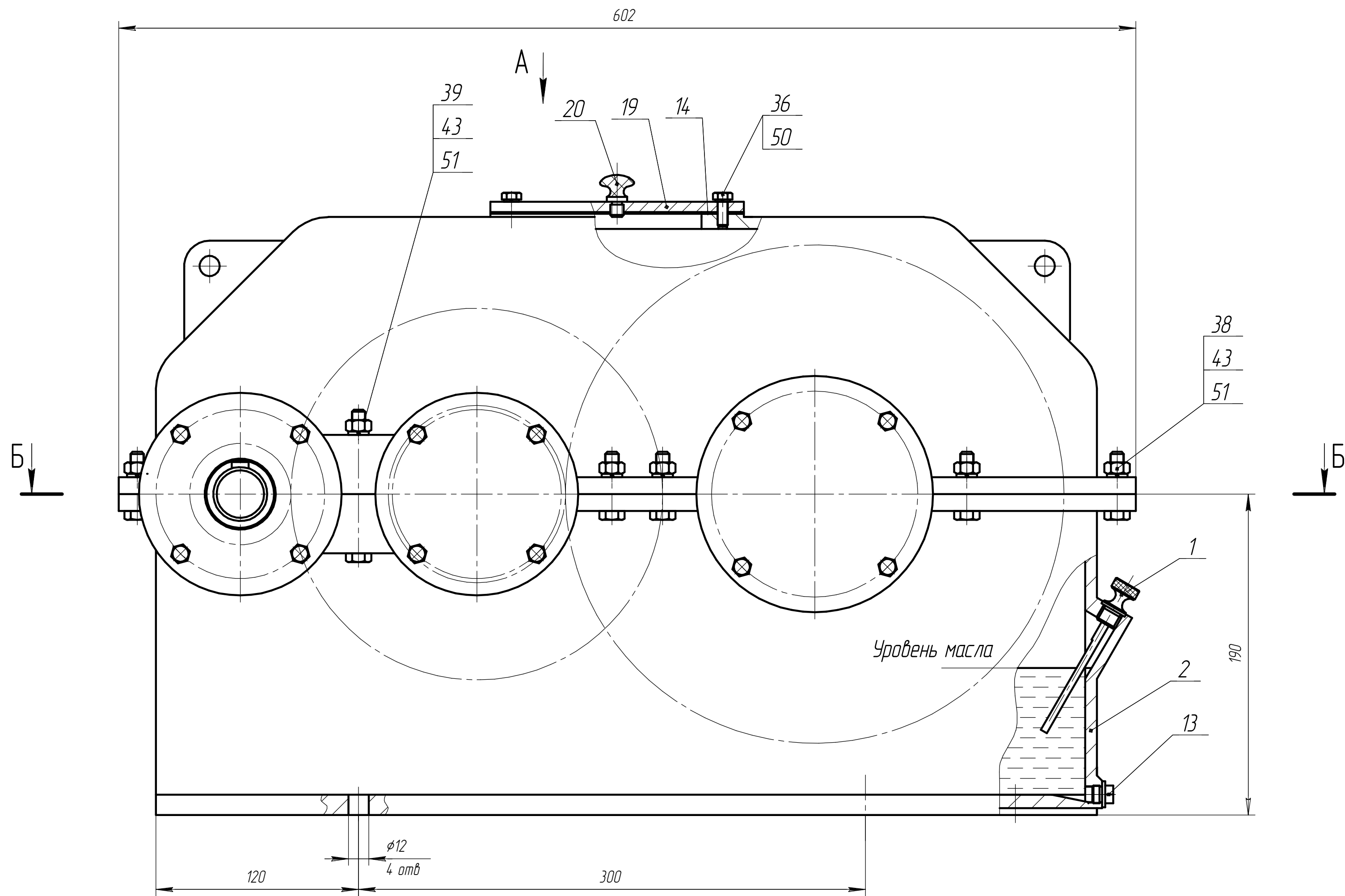
					КП-ДМ.1.6.00.00.000 ПЗ	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Форма 1 ГОСТ 2108-68												
Перв. примен.		Справ. №		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование		Кол.	Приме- чение	
								Документация				
				A1			КП-ДМ.1.6.10.00.000 СД	Сборочный чертеж				
								Сборочные единицы				
						1	КП-ДМ.1.6.10.01.000	Линейка масломерная		1		
								Детали				
						2	КП-ДМ.1.6.10.00.001	Корпус		1		
						3	КП-ДМ.1.6.10.00.002	Крышка		1		
						4	КП-ДМ.1.6.10.00.003	Вал быстросходный		1		
						5	КП-ДМ.1.6.10.00.004	Вал промежуточный		1		
						6	КП-ДМ.1.6.10.00.005	Вал тохосходный		1		
						7	КП-ДМ.1.6.10.00.006	Крышка подшипника		3		
						8	КП-ДМ.1.6.10.00.007	Крышка подшипника		1		
						9	КП-ДМ.1.6.10.00.008	Втулка		1		
						10	КП-ДМ.1.6.10.00.009	Крышка подшипника		1		
						11	КП-ДМ.1.6.10.00.010	Крышка подшипника		1		
						12	КП-ДМ.1.6.10.00.011	Колесо		1		
						13	КП-ДМ.1.6.10.00.012	Пробка сливная		1		
						14	КП-ДМ.1.6.10.00.013	Прокладка крышки люка		1		
						15	КП-ДМ.1.6.10.00.014	Прокладка крышки подшипника		2		
						16	КП-ДМ.1.6.10.00.016	Втулка		1		
						17	КП-ДМ.1.6.10.00.017	Колесо		1		
								КП-ДМ.1.6.10.00.000 СД				
				Изм.	Лист	№ докум.		Подпись	Дата			
				Разраб.	Тарасов					Лит.	Лист	Листов
				Пров.	Щелин						1	3
				Н.контр.						ТГТУ ТМО		
				Утв	Щелин							

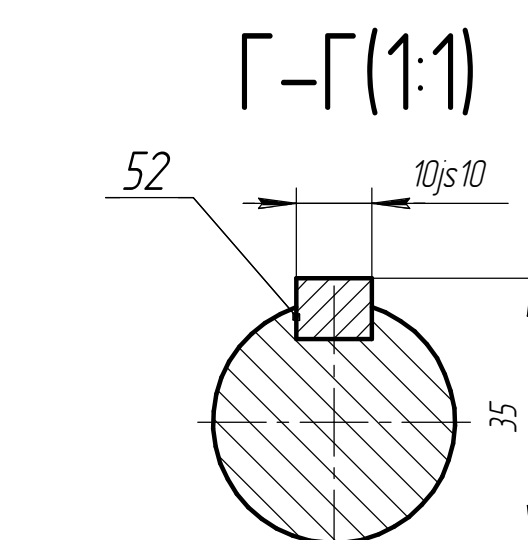
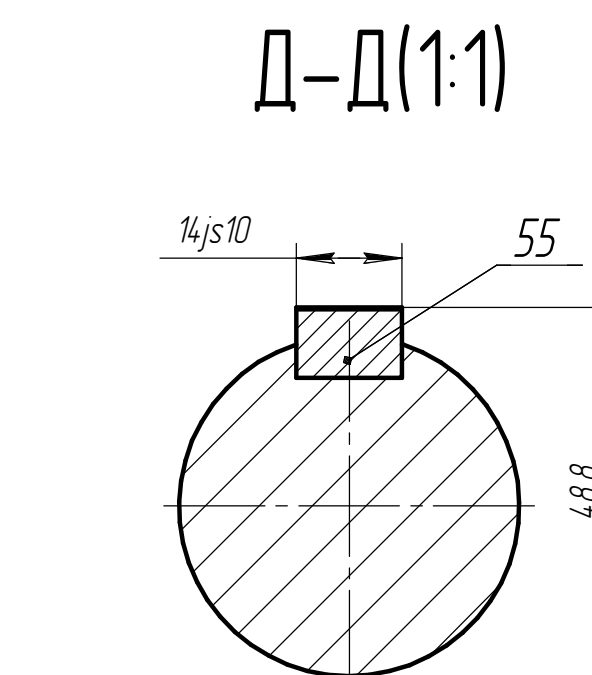
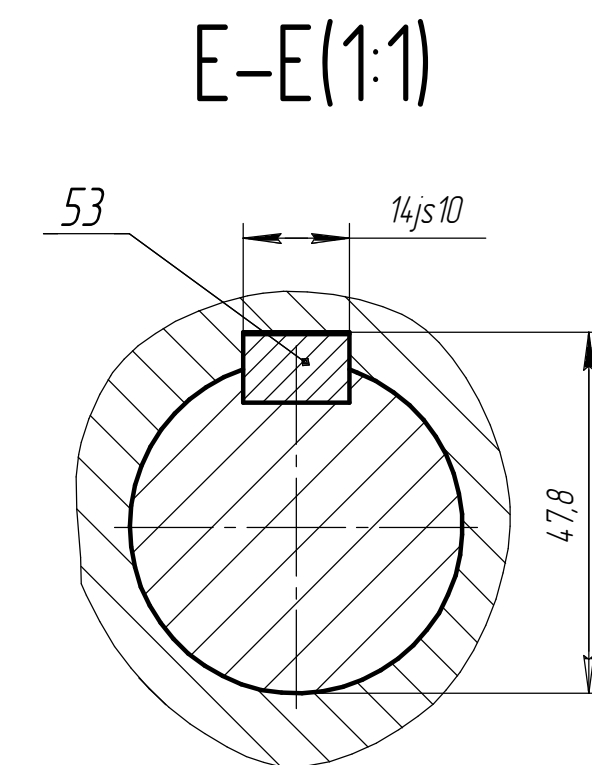
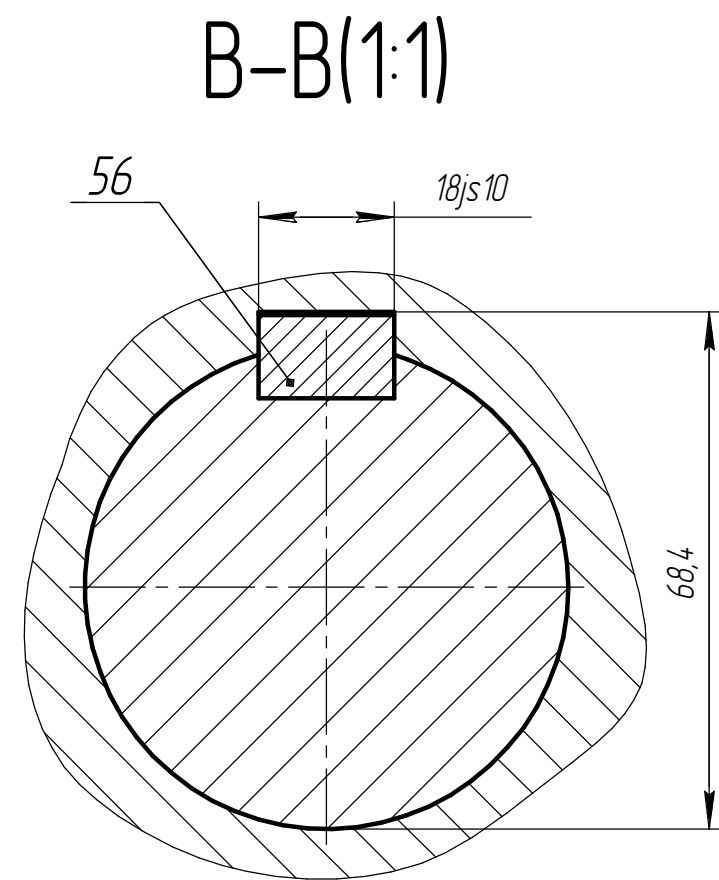
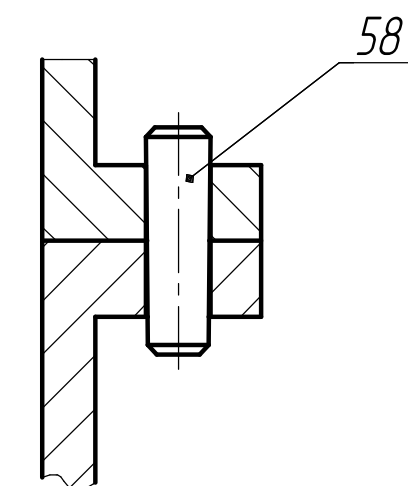
[illegible]

					КП-ДМ.1.6.10.00.000 СД	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		2

[illegible]



Ж-Ж(1:1)



Техническая характеристика.
1 Передаточное число редуктора $U = 18,93$
2 Вращающий момент на тихоходном валу $T = 1254,2 \text{ Нм}$
3 Частота вращения быстроходного вала $n = 144,7 \text{ об/мин}$

1 Размеры для справок.
2 Внутреннюю стенку корпуса и крышки редуктора покрасить маслястой краской, снаружи – серой нитрозмалью.
3 Перед окончательной сдиркой стыки фланцев корпуса и крышки редуктора покрыть пастой "Герметик".
4 Редуктор заполнить индустриальным маслом И-Г-С-100 ГОСТ 17479.4-87.

КП-ДМ.1.6.10.00.000 СД				Редуктор двухступенчатый цилиндрический Сборочный чертеж			Лит.	Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб	12	1
Разраб.	Тарасов				Лит.	Масса	Масштаб	1	
Проб.	Шелин				Лит.	Масса	Масштаб	1	
Т.контр.					Лит.	Масса	Масштаб	1	
Н.контр.					Лит.	Масса	Масштаб	1	
Утв.	Шелин				Лит.	Масса	Масштаб	1	

Рецензия

на курсовой проект студента ТГТУ группы ТМО
Тарасова А.В. на тему: «Проектирование приводной станции конвейера»

Представленный курсовой проект содержит 5 графических листов и расчетно-пояснительную записку объемом 38 листов, выполненные в соответствии с требованиями задания.

В расчетно-пояснительной записке приведено описание конвейерного транспорта. Произведены технологические и конструктивные расчеты привода конвейера.

Грамотно и полно представлены разделы: выбор электродвигателя и расчет тихоходной и быстроходной ступеней редуктора. Произведен анализ выбранного материала для изготовления зубчатых колес.

Пояснительная записка отвечает требованиям правил оформления подобных документов. Графическая часть проекта выполнена в соответствии с требованиями ЕСКД.


В ходе выполнения курсового проекта Тарасов А.В. показал знание материала по теме проекта, умение работать с технической литературой и документацией.

Однако, следует отметить, что проверочные расчеты вала и подшипников следовало произвести в полном объеме или более подробно обосновать отсутствие расчетов быстроходного и промежуточного валов и опор под них. Также из пояснительной записки не ясно по каким критериям были выбраны муфты для конструкции приводной станции и отсутствует раздел «конструирование корпуса редуктора».

Считаю, что высказанные замечания не снижают достоинства работы и студент Тарасов А.В. при защите курсового проекта заслуживает оценки «хорошо».

Рецензент:

и.о. доцента, к.т.н



Щелин В.В..