

Методика конструирования передаточного механизма

Порядок расчёта

- Определение модуля передачи
- Геометрический расчёт зубчатых колёс
- Определение минимального диаметра вала
- Разработка эскизной компоновки
- Проверочный расчёт зубчатой передачи на прочность
- Проверочный расчёт вала на прочность и жёсткость
- Расчёт подшипников на динамическую грузоподъёмность
- Расчёт момента трогания механизма
- Расчёт параметров точности механизма
- Выбор посадок сопрягаемых поверхностей
- Разработка конструкторской документации

Определение минимального диаметра вала

Этап 1. Вал принимают, как тело постоянного диаметра и определяют приближенное значение диаметра вала в наиболее нагруженном поперечном сечении по условию статической прочности вала на кручение

$$\tau_{max} = M_k / W_p = M_k / 0,2 d^3 \leq [\tau_k], \text{ при } M_k = T_2 \text{ получаем:}$$

$$d_{min} \geq (T / 0,2[\tau_k])^{1/3}, \quad (4.19)$$

где τ_{max} – касательное напряжение, $W_p = \pi d^3 / 16$ – полярный момент сопротивления круглого сечения вала с диаметром d , M_k – крутящий момент и T – нагрузочный момент, приложенные к валу, $[\tau_k] = \sigma_T / S_1$ – допускаемое напряжение при кручении, σ_T – предел текучести (табл. 4.2), S_1 – коэффициент запаса прочности материала при кручении (табл.3.3).

Определение минимального диаметра вала

Величина угла закручивания вала круглого поперечного сечения на единицу его длины определяется по условию жесткости вала при кручении

$$\theta = M_x / GJ_p \leq [\theta],$$

где GJ_p – жесткость вала при кручении, $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ – модуль упругости второго

рода (модуль сдвига, табл. 4.9), E – модуль упругости первого рода, ν – коэффициент Пуассона, $J_p = \pi d^4 / 32$ – полярный момент инерции поперечного сечения сплошного вала, $[\theta]$ – допускаемый угол закручивания вала на единицу длины (табл. 3.3).

Из условия крутильной жесткости определяется диаметр вала:

$$d_{min} \geq (32T/\pi G[\theta])^{1/4}, \text{ или } d_{min} \geq (T/0,1 G[\theta])^{1/4} \quad (4.20)$$

Определение минимального диаметра вала

При малых моментах сопротивления вращению значение d может получиться небольшим, не обеспечивающим достаточной технологической жесткости. При изготовлении вал под действием силы резания P изгибается, при этом стрела изгиба Δf_u не должна превышать половину допуска качества посадочных поверхностей.

В данном учебно-методическом пособии для нахождения радиальной составляющей силы резания для всех вариантов задания предлагается следующая упрощенная формула:

$$P = (150 + 10 \cdot S_l), \text{ Н}; \quad (4.22)$$

где S_l – коэффициент запаса прочности материала вала (таб. 3.3);

Определение минимального диаметра вала

При обработке вала в центрах также возникает деформация изгиба (рис. 4.7, б), которая должна быть меньше допусковой.

Диаметр вала может быть найден из выражения:

$$d = \sqrt[4]{\frac{1,3 \cdot P \cdot L^3}{E \cdot \pi \cdot [\Delta f_u]}}. \quad (4.24)$$

При расчете рекомендуется принять:

- силу резания P определяют по формуле (4.22);
- длину вала определяют по формуле:

$$L = 10 \cdot d_{min}, \quad (4.25)$$

где d_{min} – наименьшее значение диаметра вала, полученное по формулам (4.19), (4.20) и округленное до большего целого значения;

Определение минимального диаметра вала

– допускаемую деформацию изгиба вала по формуле $[\Delta f_u] = [\Delta f] \cdot L$, где $[\Delta f]$ – допускаемая стрела изгиба на единицу длины вала, мкм/мм (табл. 3.3).

Из полученных по выражениям (4.19) – (4.24) значений d выбирают большее, одновременно удовлетворяющее условиям прочности и жесткости вала при кручении и изгибе, и округляют до ближайшего большего целого числа.

Этап 2. С учетом выбранного значения диаметра, валу придается конструктивная форма, соответствующая кинематической схеме ПМ, учитывающая технологические требования, а также возможность сборки ПМ.

Схема передаточного механизма

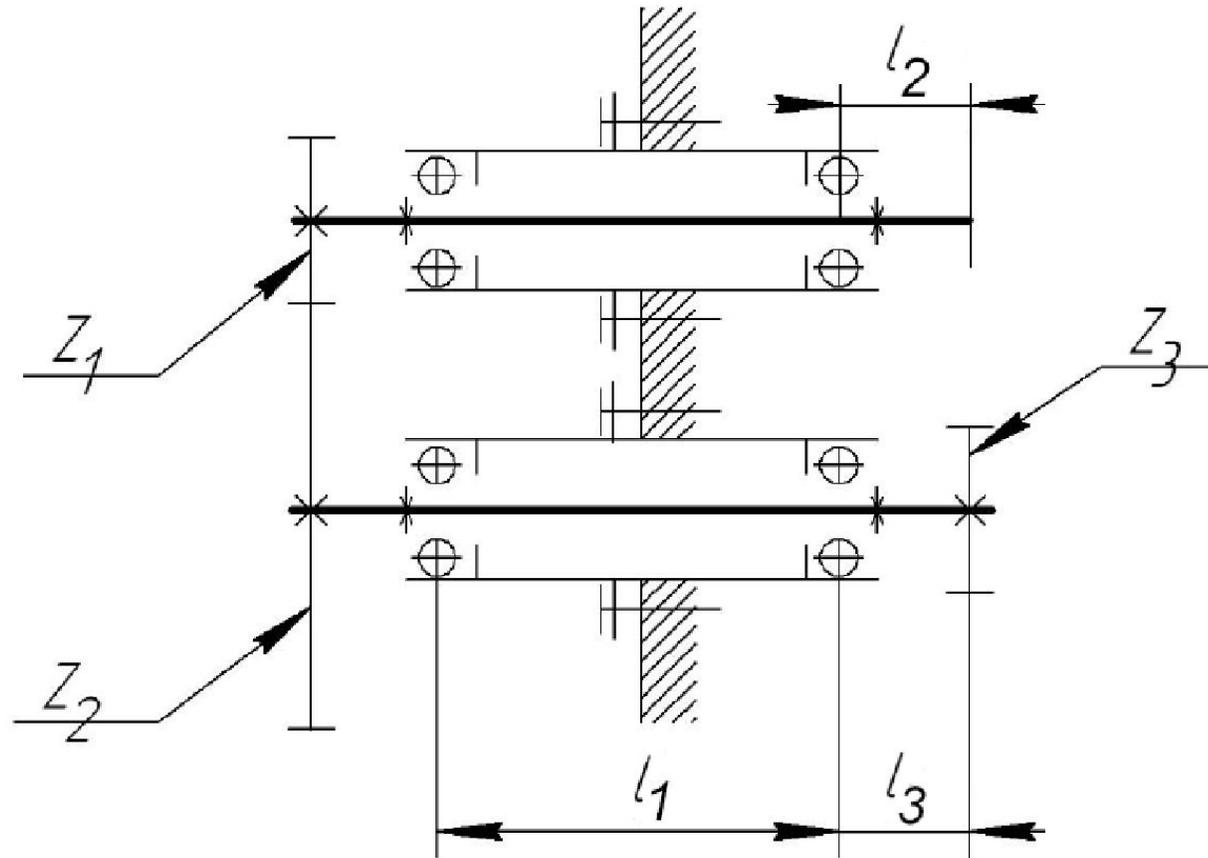
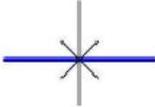
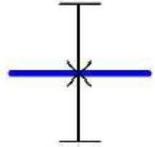
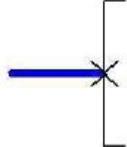
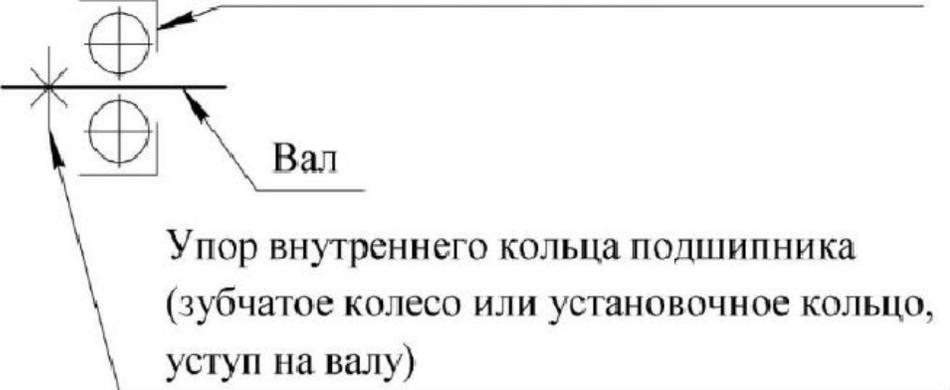
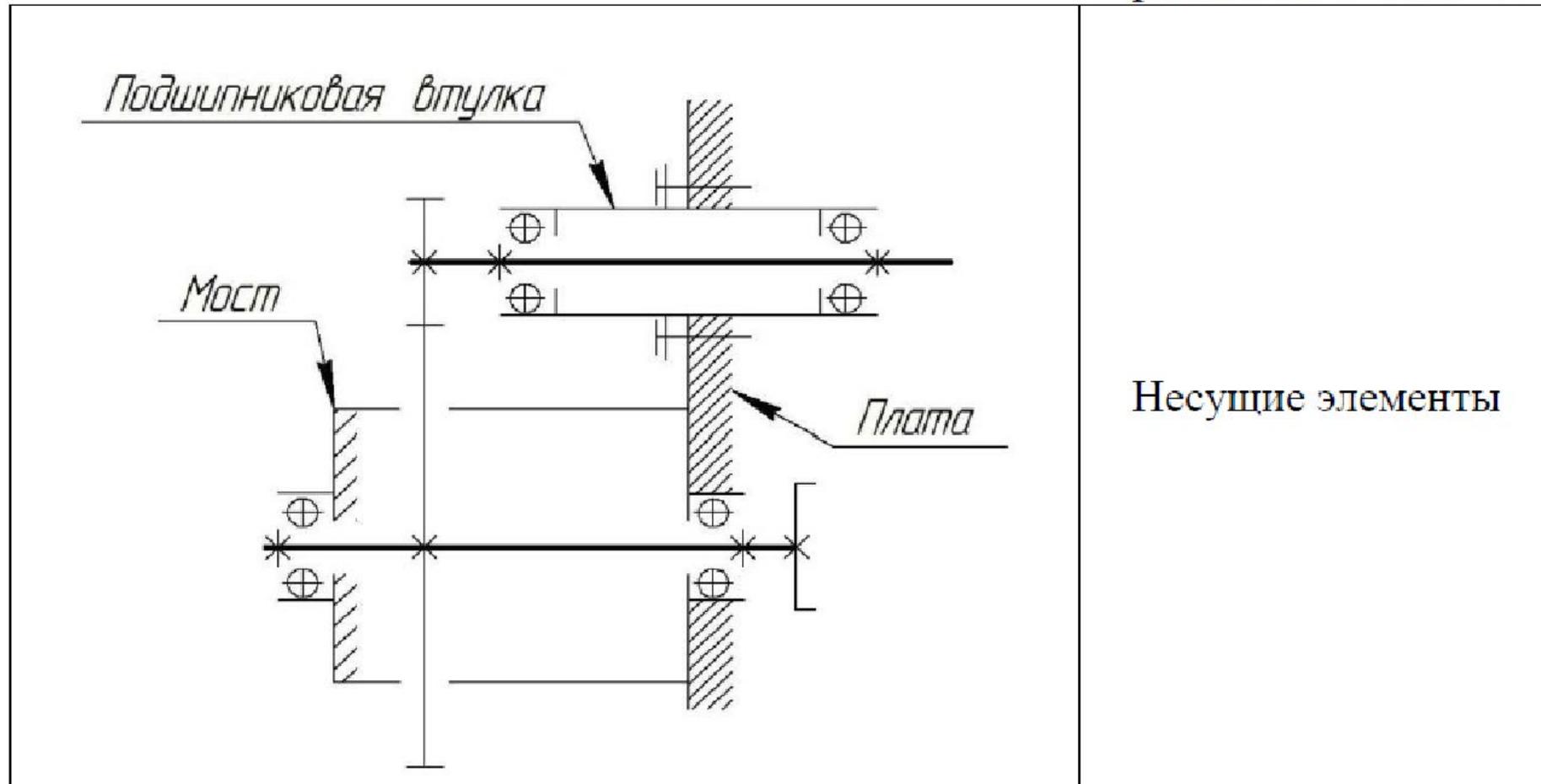


Таблица 3.2

Условные обозначения, используемые в таблице 3.1

	<p>Обозначение жёсткого крепления детали на валу. При таком креплении деталь не может двигаться вдоль оси вала и вращаться вокруг неё. В данной работе предполагается осуществлять жёсткое крепление деталей с помощью штифтов.</p>
	<p>Жёсткое крепление зубчатого колеса на валу.</p>
	<p>Жёсткое крепление двухпальцевой полумуфты на валу.</p>
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;"> <div style="width: 45%;">  <p>Упор наружного кольца подшипника в корпус (плату, втулку)</p> <p>Вал</p> <p>Упор внутреннего кольца подшипника (зубчатое колесо или установочное кольцо, уступ на валу)</p> </div> <div style="width: 50%; text-align: center;"> <p>Подшипниковый узел</p> </div> </div>	

Продолжение табл. 3.2



Типовая конструкция из пособия

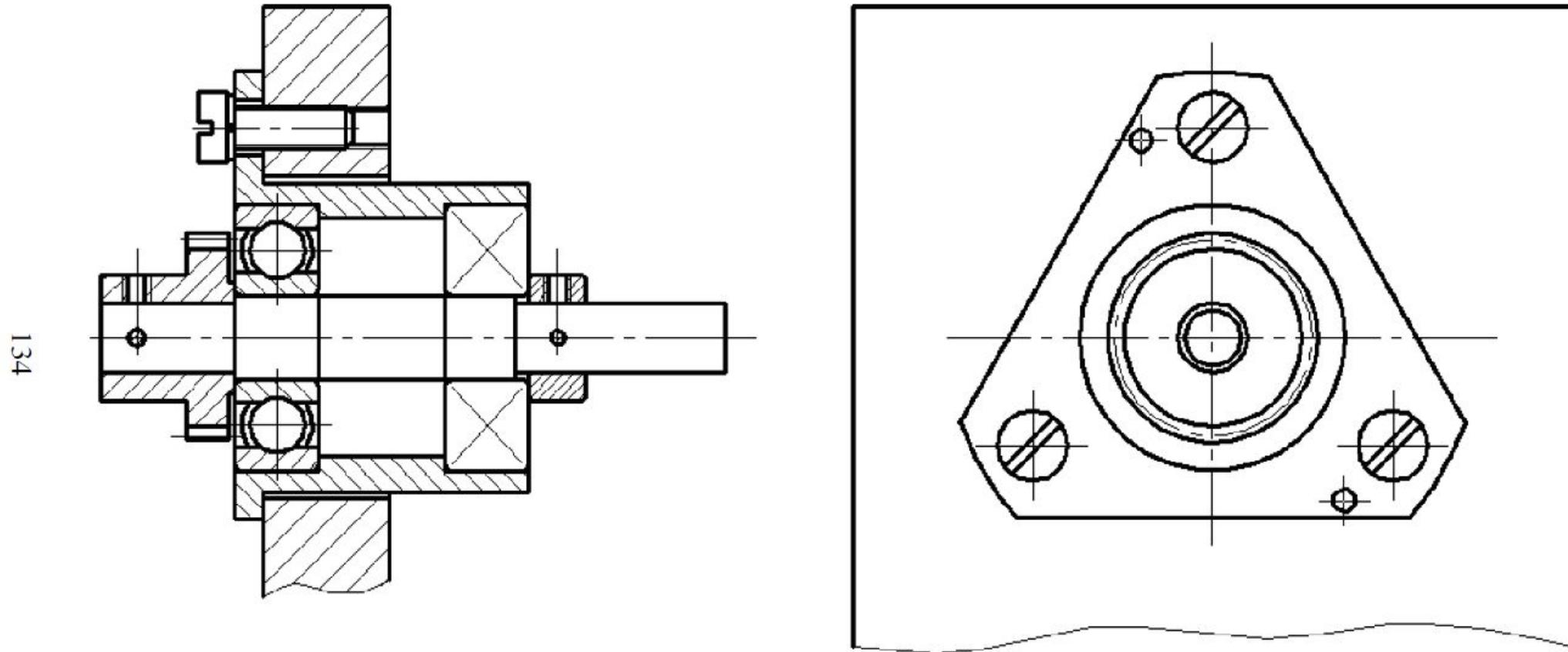
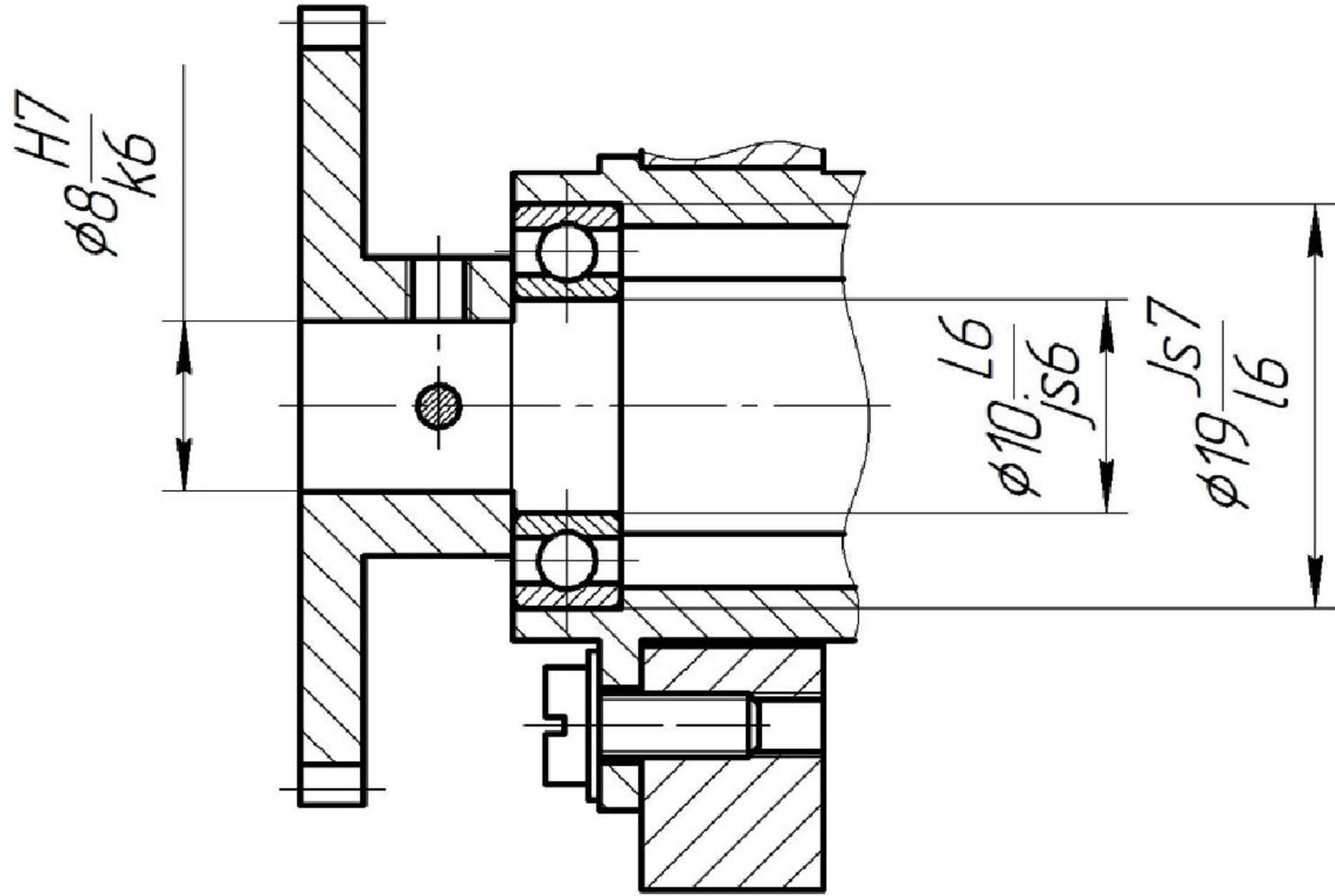


Рис. 15



МТ150.01.17.0.0СБ

Пред. примен.

Справ. №

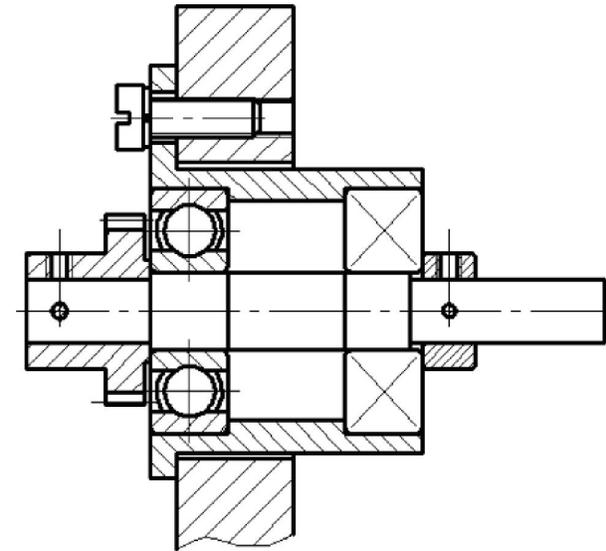
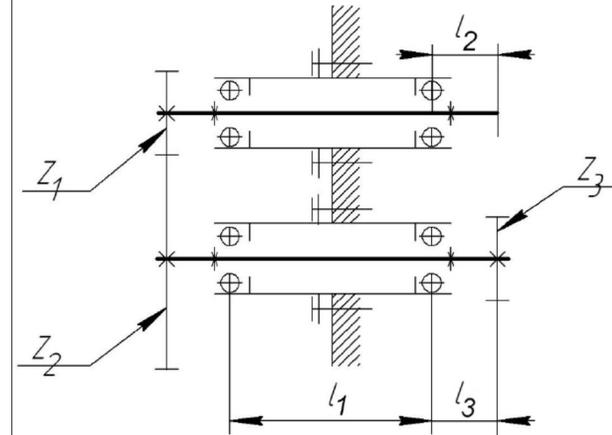
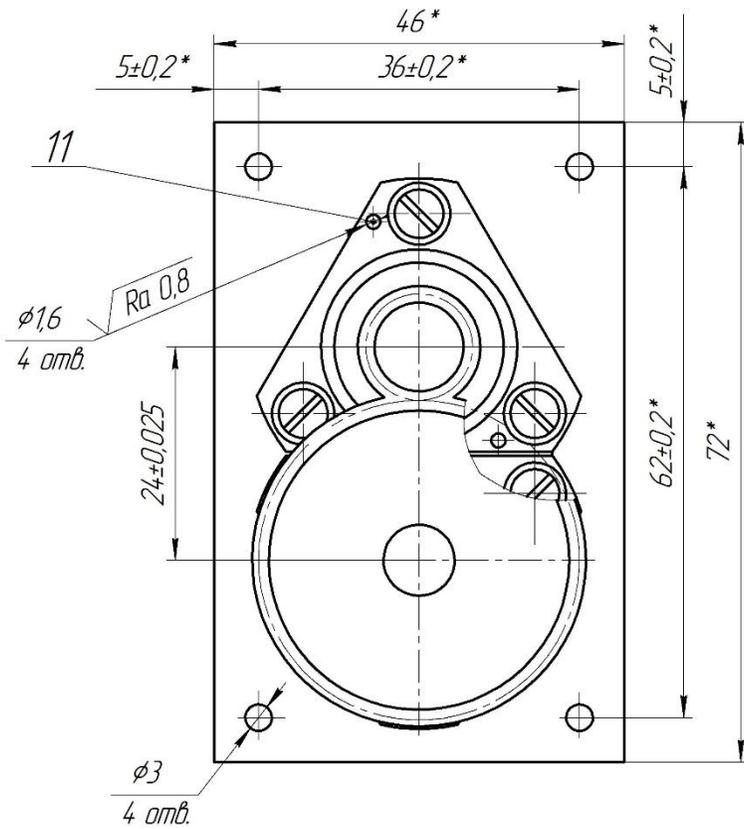
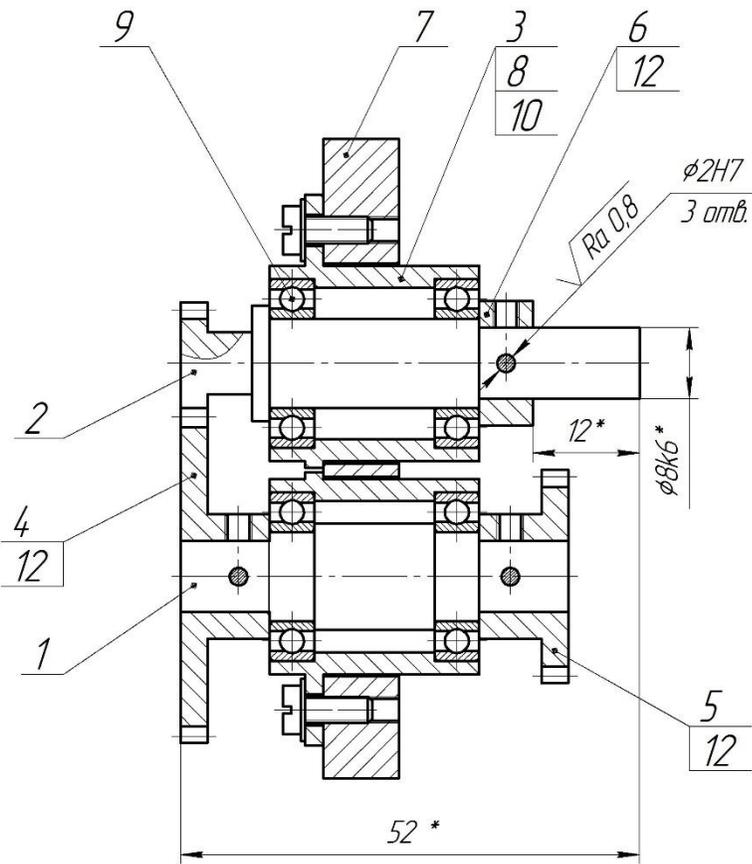
Подп. и дата

Изм. № докум.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.

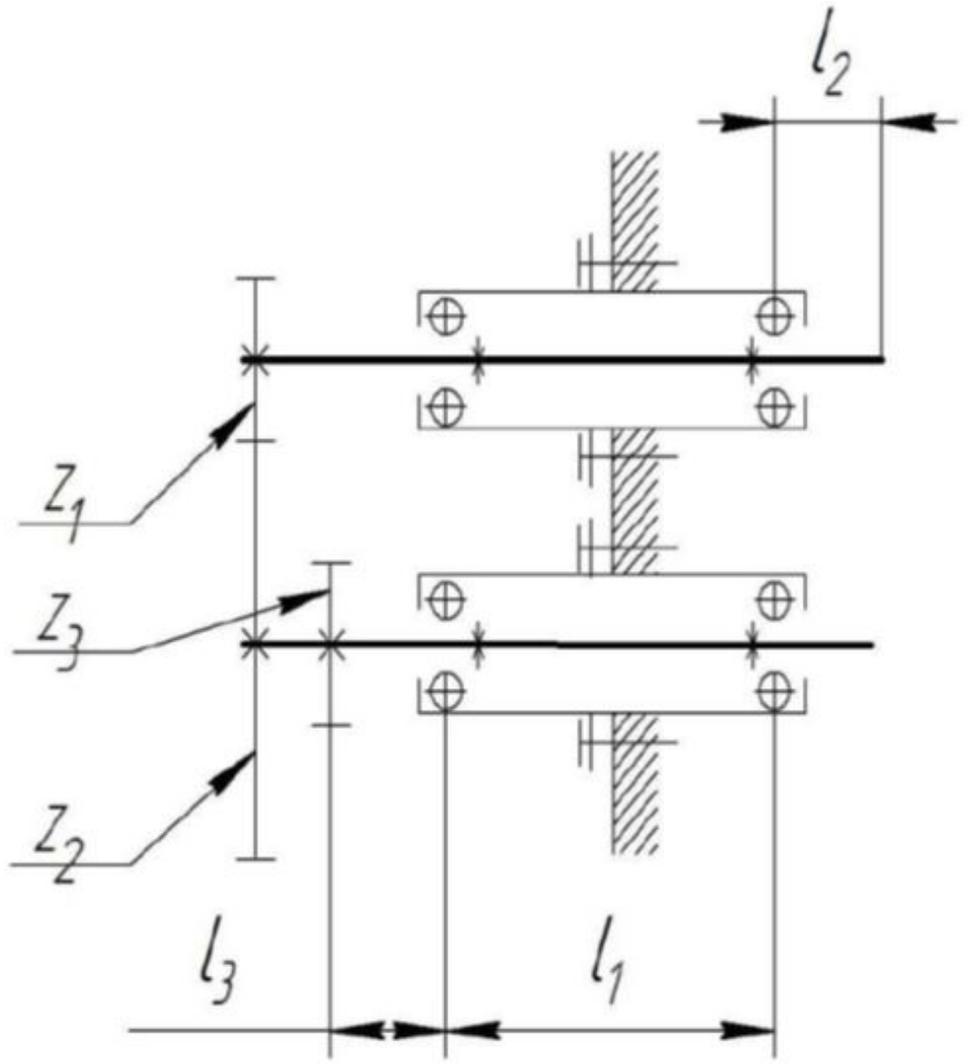


1. *Размеры для справок
2. Подвижные соединения смазать смазкой ЦИАТИМ-201 ГОСТ 6267-74
3. Осевой люфт валов в пределах (0,03-0,05)мм
4. Мертвый ход на валике поз.2 при неподвижном валике поз.1 должен быть не более 19,57 угл. мин.
5. Момент трогания на валике поз.2 должен быть не более 4,23 НХмм
6. Кинематическая погрешность не более 15,1 угл. мин.

				МТ150.01.17.0.0СБ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Механизм передаточный	Лит.	Масса	Масштаб
		Кончакова ДВ			Сборочный чертёж			2:1
		Кобаленко ПП				Лист	Листов	1
						Университет ИТМО		
						группа 3309		
						Формат А3		

Копировал

Схема механизма и типовая конструкция



136

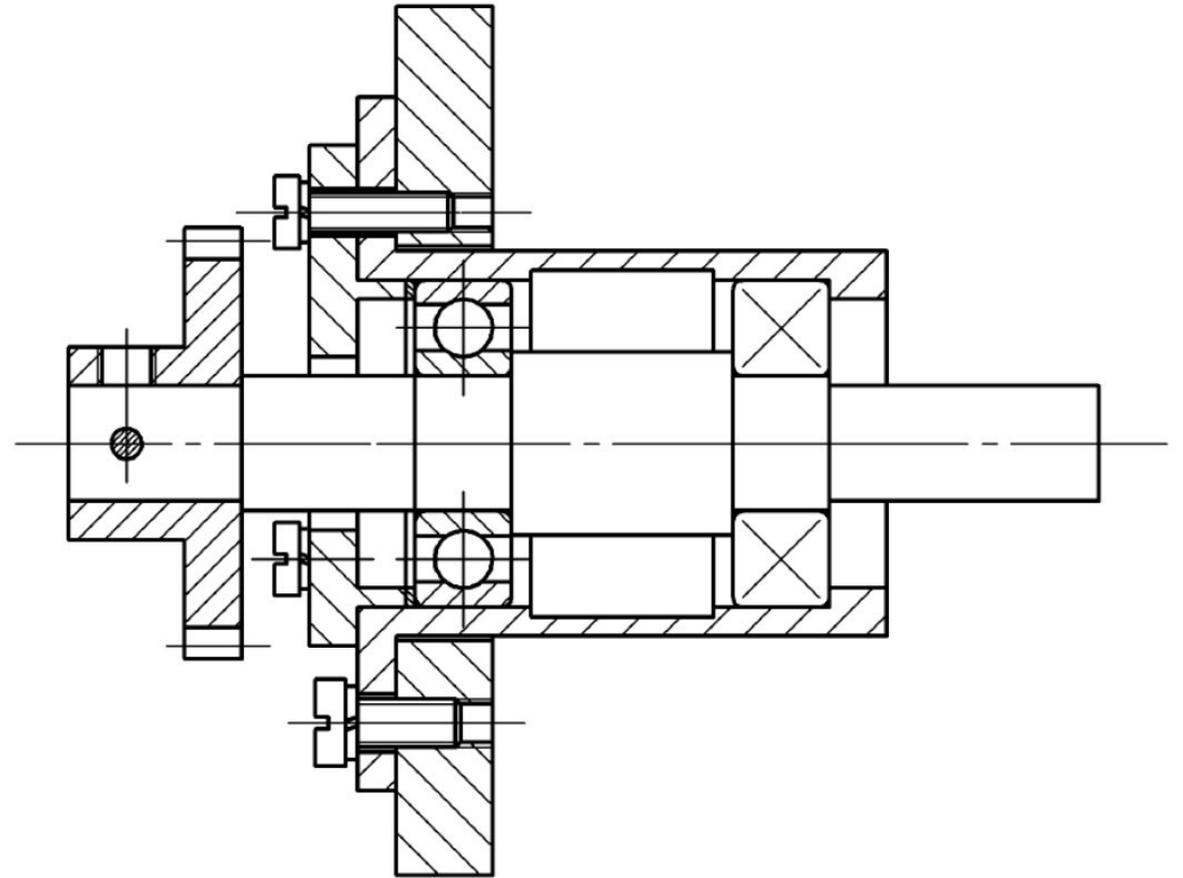
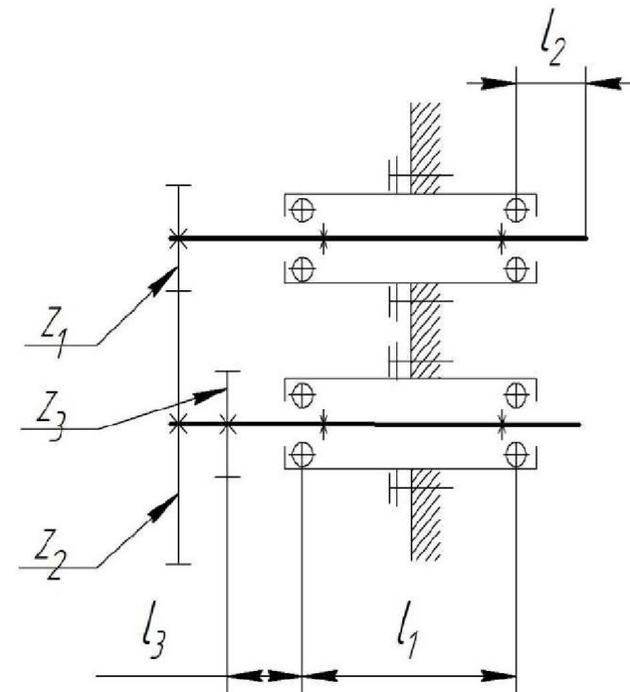
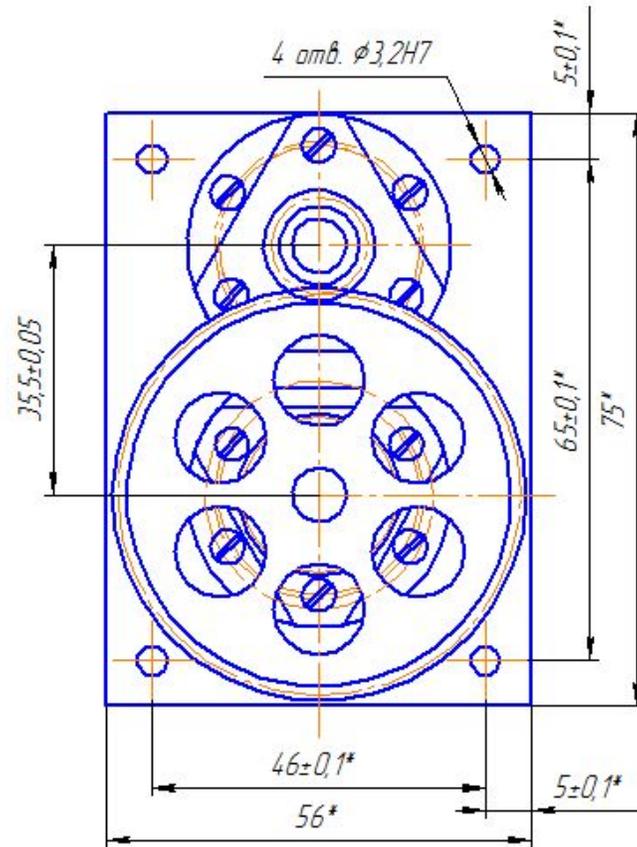
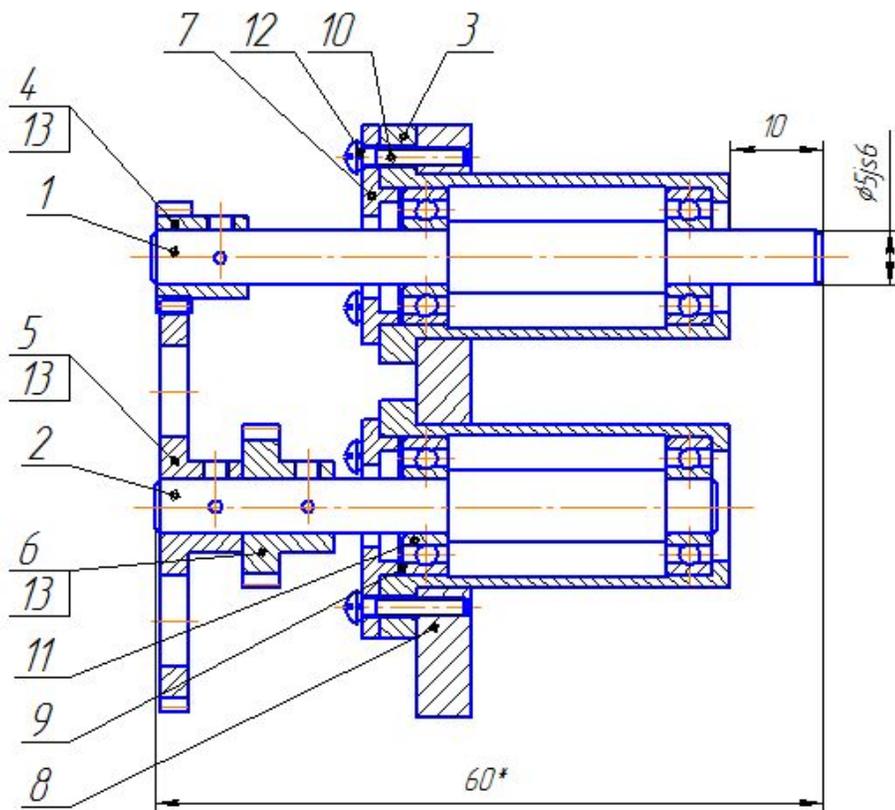


Рис. 17

MT150.04.01.0.00 СБ



1. * Размеры для справок.
2. Подвижные соединения смазать смазкой ЦИАТИМ-202 ГОСТ 11110-75
3. Мёртвый ход на дет. поз. 2 не более 112,59 мм
4. Кинематическая погрешность на дет. поз 2 не более 9,79 угл. мин.
5. Момент трогания дет. поз. 2 не более 0,1352 Н мм
6. осевой люфт валиков в пределах (0,03 - 0,05) мм

				MT150.04.01.0.00 СБ			
				Механизм передаточный Сборочный чертёж			
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
							2:1
Разраб.	Грант Н.				Лист	Листов	1
Проб.	Коваленко П.П.				СПбНИИ ИТМО гр. 4166		
Т.контр.					Формат А3		
Н.контр.							
Утв.							

Копировал

MT150.17.23.0.00 СБ

Листовой номер

Спецификация

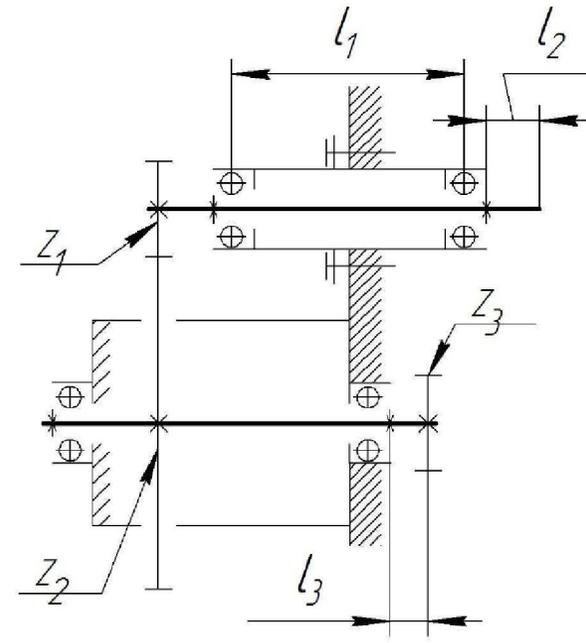
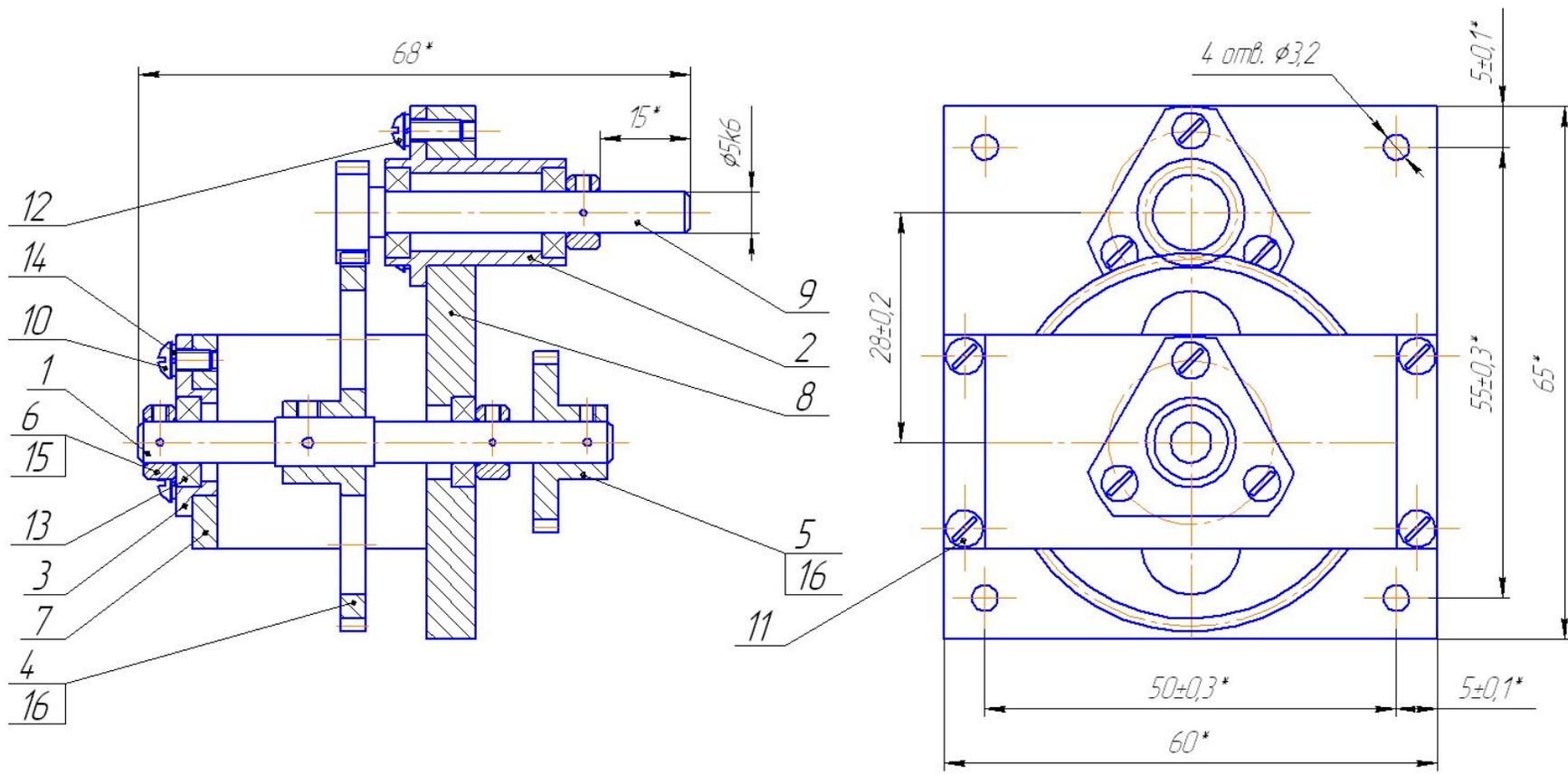
Подпись и дата

Или № докум

Взам. инв. №

Подпись и дата

Или № подл.



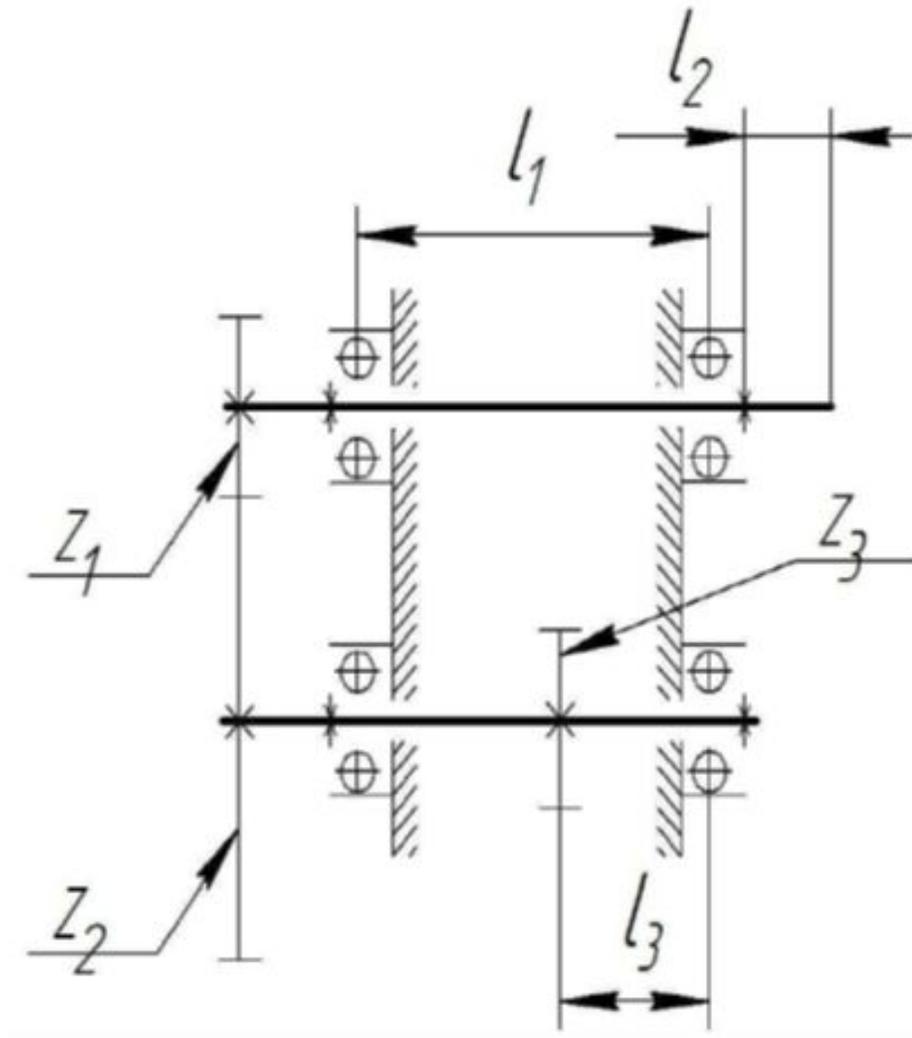
1. * Размеры для справок.
2. Подвижные соединения смазать смазкой ЦИАТИМ-202 ГОСТ 11110-75
3. Мертвый ход на дет. поз. 1 не более 15,578 угл. мин.
4. Кинематическая погрешность на дет. поз. 1 не более 12,234 угл. мин.
5. Момент трогания дет. поз. 1 не более 0,214 Н мм
6. осевой люфт валиков в пределах (0,03 - 0,05) мм

				MT150.17.23.0.00 СБ		
				Механизм передаточный Сборочный чертёж		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса
		Улин А.В.				21
Прод.		Коваленко П.П.			Лист	Листов
Т.контр.						1
И.контр.					СПДНИУ ИТМО	
Утв.					гр. 4166	

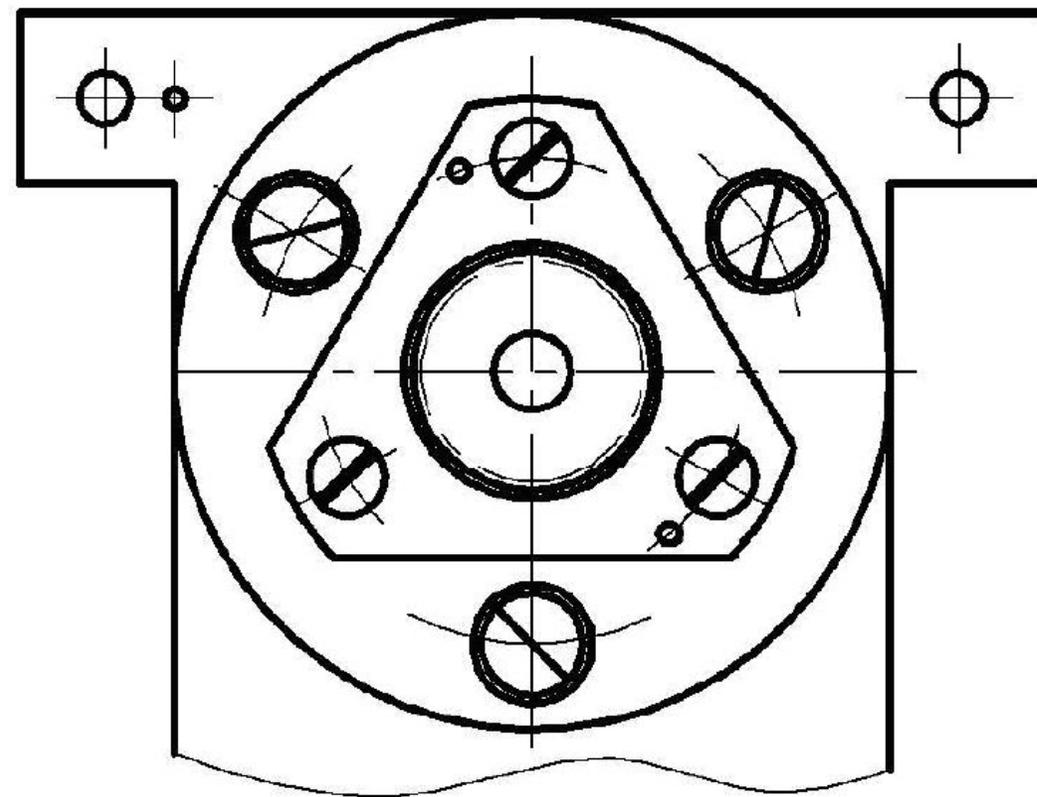
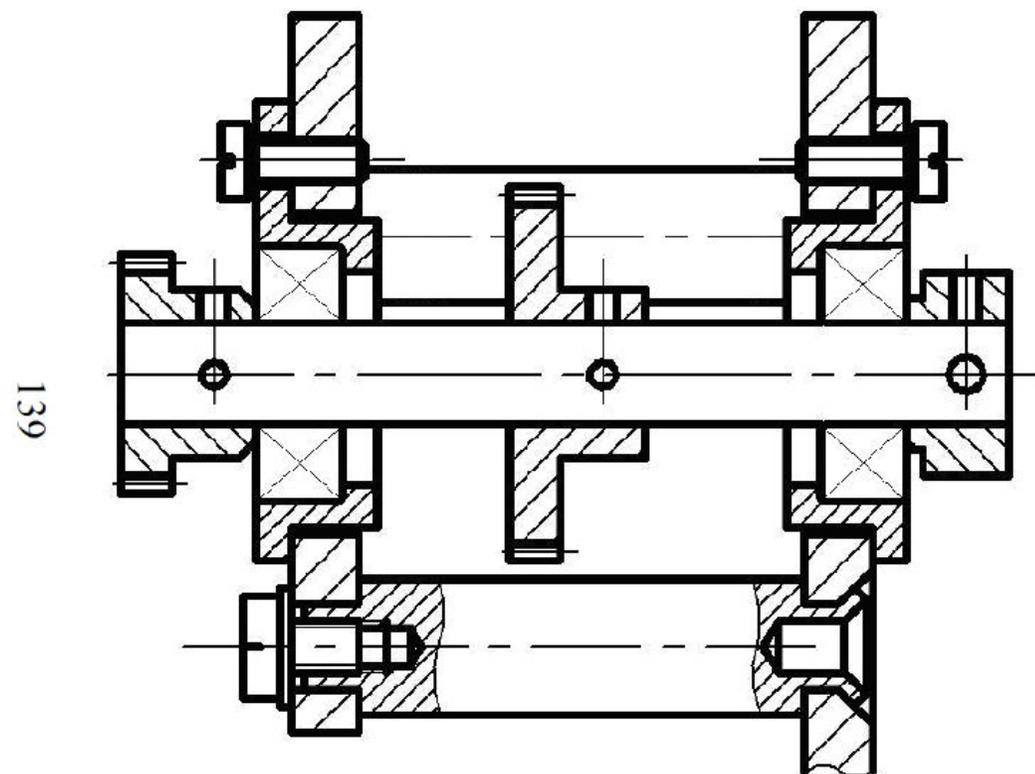
Копировал

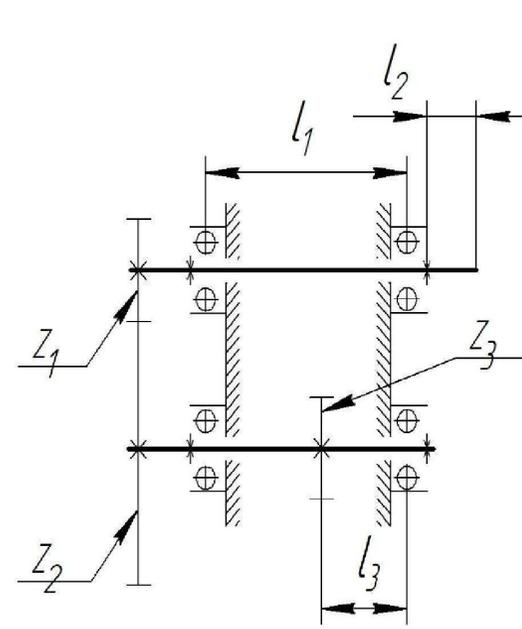
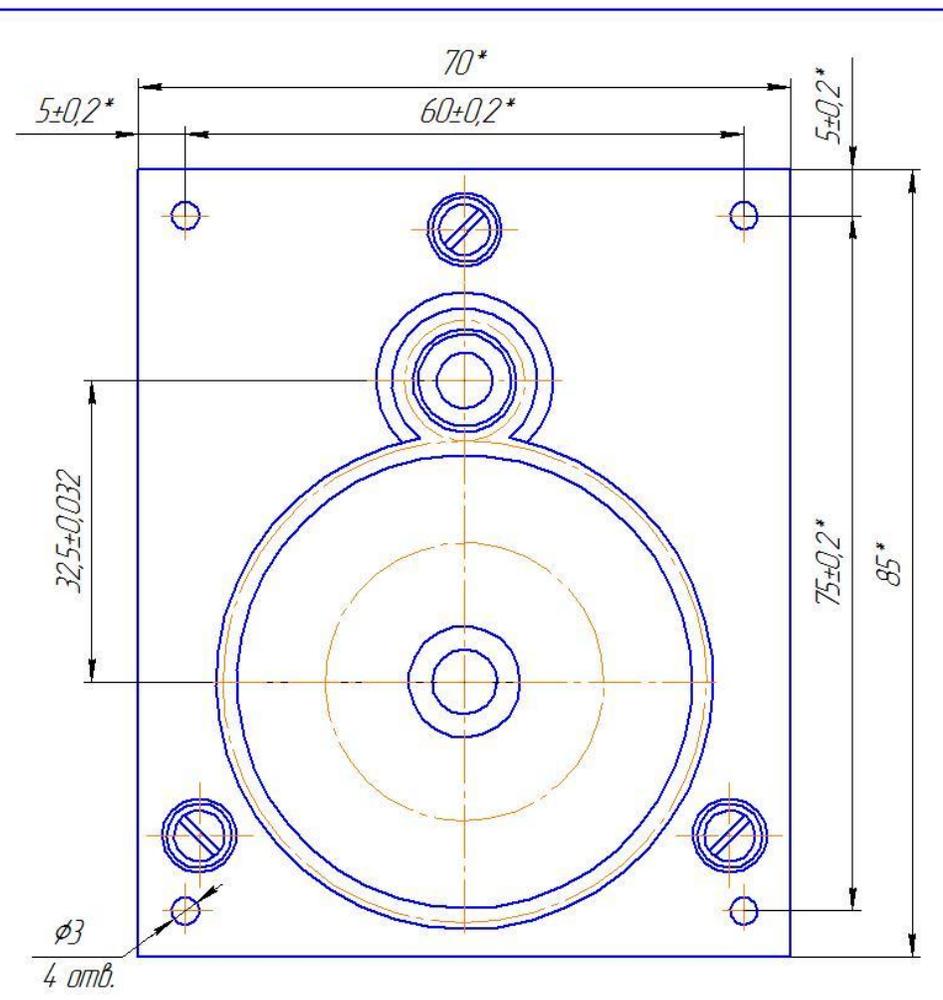
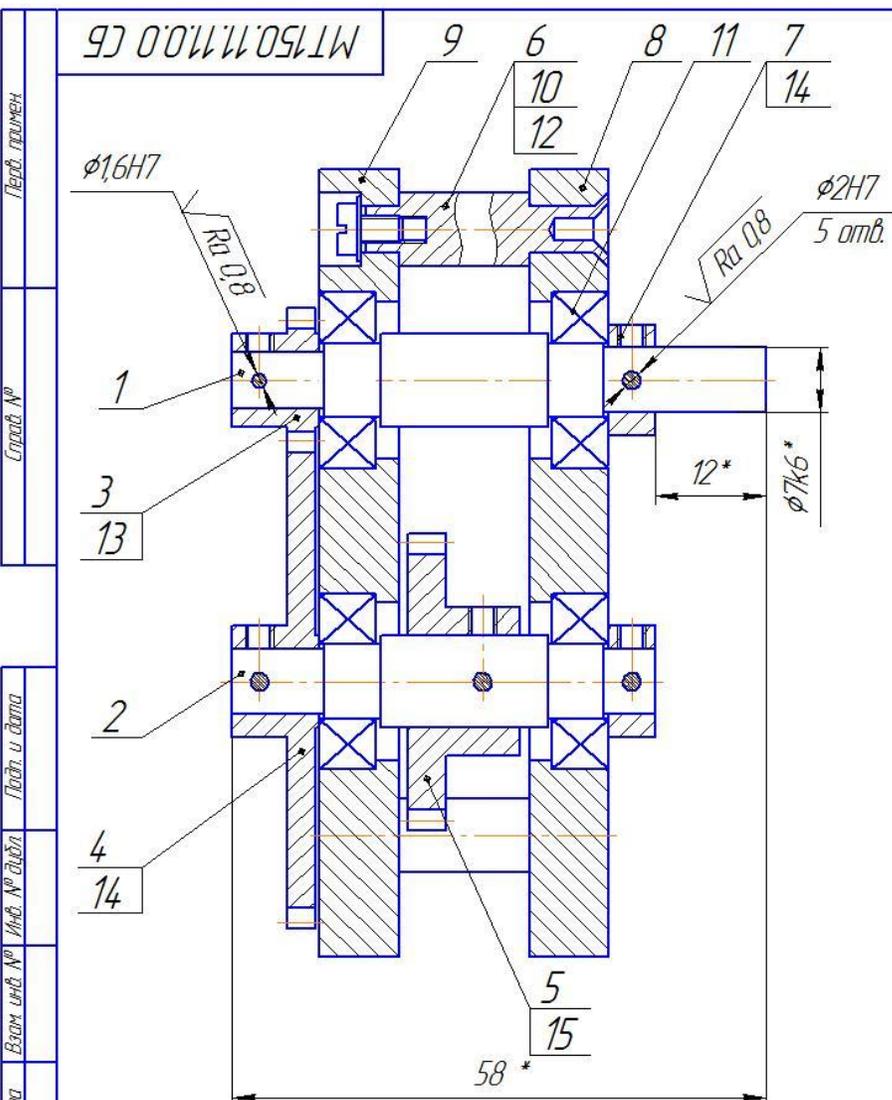
Формат А3

Схема механизма с двумя платами



Типовая конструкция





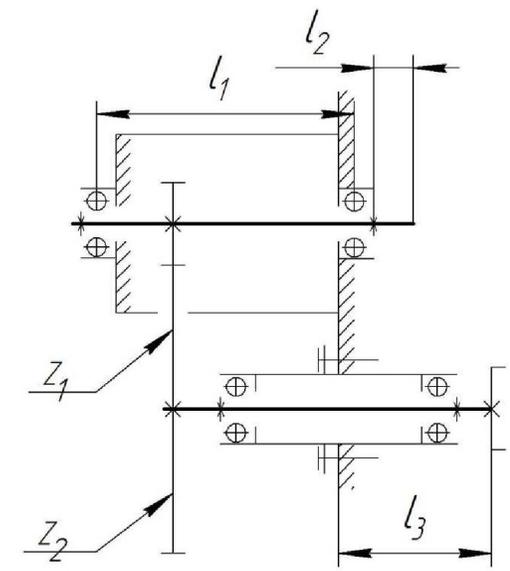
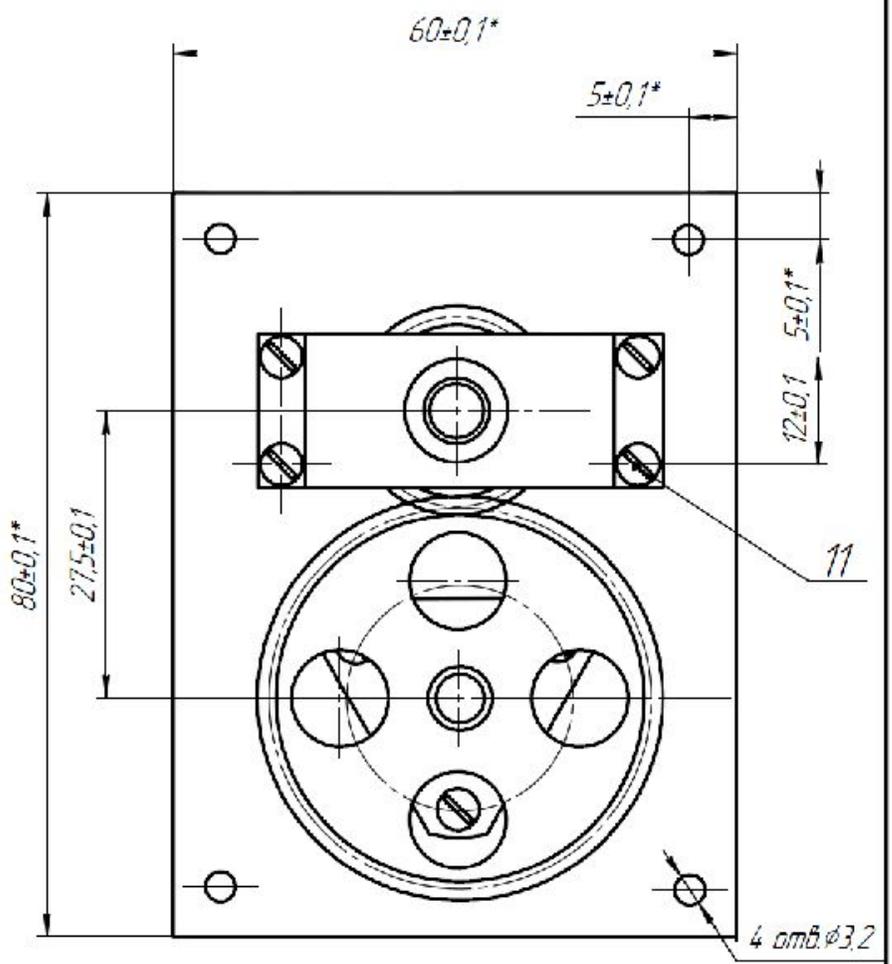
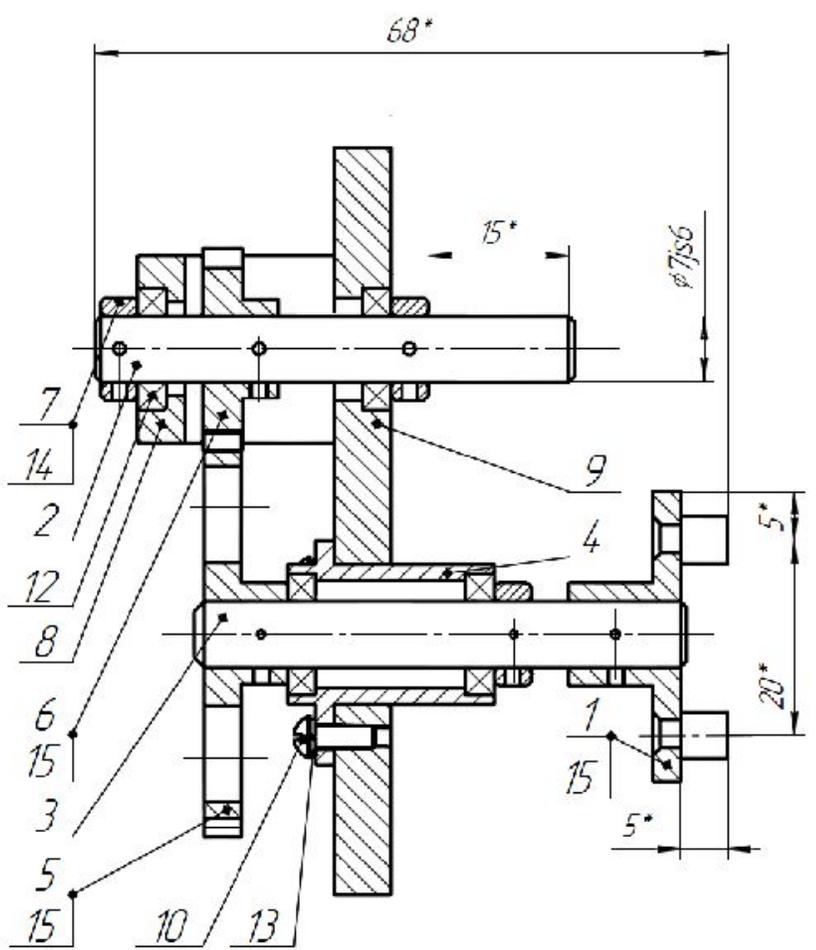
- *Размеры для справок
- Подвижные соединения смазать смазкой ЦИАТИМ-201 ГОСТ 6267-74

- Осевой люфт валов в пределах $(0,03-0,05)$ мм
- Мертвый ход на валке поз.1 при неподвижном валке поз.2 должен быть не более 17,03 угл. мин.
- Момент трогания на валке поз.1 должен быть не более 261 Нхмм
- Кинематическая погрешность не более 16,52 угл. мин.

				MT150.11.10.0 CB			
Изм./Лист	№ док.	Подп.	Дата	Механизм передаточный Сборочный чертёж	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Хайруллина ММ						2:1
Проб.	Ковалева ПП				Лист	Листов	1
Т.контр.					Университет ИТМО группа 3301		
Н.контр.					Формат А3		
Утв.							

Копировал

MT150.2138.0.00 СБ



1. * Размеры для справок.
2. Подвижные соединения смазать смазкой ЦИАТИМ-202 ГОСТ 11110-75
3. Мертвый ход на дет. поз. 3 не более 15,82 уг.мин
4. Кинематическая погрешность на дет. поз 3 не более 14,15 уг.мин
5. Момент трогания дет. поз. 3 не более 0,268 Н мм
6. Осевой люфт валиков в пределах (0,03 - 0,05) мм

Мат. лист	№ докум.	Лист	Лист
Создан	Исполнителю А.М.		
Проб.	Ковалева И. И.		
И.контр.			
Исполн.			
Черт.			

MT150.2138.0.00 СБ		
Механизм передаточный Сборочный чертёж		
Лист	Листов	21
Лист	Листов	1
СПбНИУ ИТМО гр. 4166		
Формат А3		

Лист 1 из 1
 Чертёж
 Лист 1 из 1
 Чертёж

Расчёт вала на прочность

1. Расчетные усилия. Так как в данном задании рассматривается прямозубая цилиндрическая передача, то нормальное усилие F_n в зацеплении можно разложить по двум взаимно перпендикулярным направлениям F_r и F_t (рис.6.3).

$$F_{ri} = \frac{2 \cdot T_2}{m \cdot z_i} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \quad F_{ti} = \frac{2 \cdot T_2}{m \cdot z_i} , \quad (6.13)$$

где $M_2 = T_2$ – нагрузочный момент на выходном валу, α_w – угол зацепления; m – модуль зубчатого колеса, z_i – числа зубьев колес ($i=2,3$).

Для простоты расчёта можно принять угол зацепления в паре колёс z_1, z_2 и z_3, z_4 одинаковым и равным $\alpha_w = 20^\circ$; линии центров колёс z_1, z_2 и z_3, z_4 лежат в одной плоскости YOZ.

Если на схеме зубчатое колесо z_3 не задано, то можно ограничиться определением только нормального усилия в зацеплении:

$$F_{n2} = \frac{2 \cdot T_2}{m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha_w} \quad (6.14)$$

Расчёт вала на прочность

Определённые по формулам (6.13) и (6.14) силы после приведения их к геометрической оси вала составляют расчётные нагрузки (эти нагрузки условно прикладываем в середине ширины зубчатого венца).

Расчётные нагрузки F_{r2} и F_{r3} вызывают изгиб вала в вертикальной плоскости (YOZ), F_{t2} и F_{t3} – изгиб вала в горизонтальной плоскости (XOZ).

2. Реакции в опорах:

а) в вертикальной плоскости (YOZ)

$$\Sigma R_z=0, \Sigma R_y=0, \Sigma M_x=0 \quad (6.15)$$

б) в горизонтальной плоскости (XOZ)

$$\Sigma R_z=0, \Sigma R_x=0, \Sigma M_y=0 \quad (6.16)$$

3. Расчетная схема: изображают вал в виде двухопорной балки, векторы внешних сил и опорных реакций в точках приложения, определяют расположение точек приложения сосредоточенных сил (размеры – по компоновочному чертежу). Разделяют вал на участки по расположению сосредоточенных сил.

Расчёт вала на прочность

4. Используя метод сечений, строят эпюры перерезывающих сил и изгибающих моментов для каждого участка:

а) в вертикальной плоскости (YOZ): Q_y, M_{iy} ,

б) в горизонтальной плоскости (XOZ): Q_x, M_{ix} .

Например, для участка 1: $Q_{1x} = \pm \sum F_{1xi}, M_{1ix} = \pm \sum F_{1xi} z_{1i}$,

где F_{1xi} – силы, действующие на участке 1; $0 \leq z \leq z_{1\max}$ – границы участка 1, знаки \pm выбираются по правилам рис. 6.2.

5. Строят эпюру крутящего момента M_z .

6. По наибольшим значениям моментов M_{ix} и M_{iy} при их одновременном воздействии находят положение опасного сечения.

В опасном сечении суммарный изгибающий момент

$$M_u = \sqrt{M_{ix}^2 + M_{iy}^2}, \quad (6.17)$$

где M_{ix} и M_{iy} – изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях в выбранном сечении вала.

Расчёт вала на прочность

7. По третьей теории прочности определяют сложное напряженное состояние вала в опасном сечении, вызванное одновременным действием деформации изгиба вала в двух плоскостях и деформации кручения.

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}} = (\sigma^2 + 4\tau^2)^{1/2} = \frac{1}{W} (M_u^2 + M_k^2)^{1/2} \quad (6.18)$$

где $\sigma_u = M_u / W$ – нормальные напряжения деформации изгиба, $\tau_{\text{кр}} = M_k / W_p = M_k / 2W$ – касательные напряжения деформации кручения, M_k – момент кручения (нагрузочный момент T_2), $W_p = \pi d^3 / 16$ – полярный и $W = W_p / 2$ – осевой моменты сопротивления сечения вала, d – диаметр вала.

Расчёт вала на прочность

8. Проверка статической прочности вала

С целью предотвращения пластических деформаций в материале вала проверяют выполнение условия (6.19)

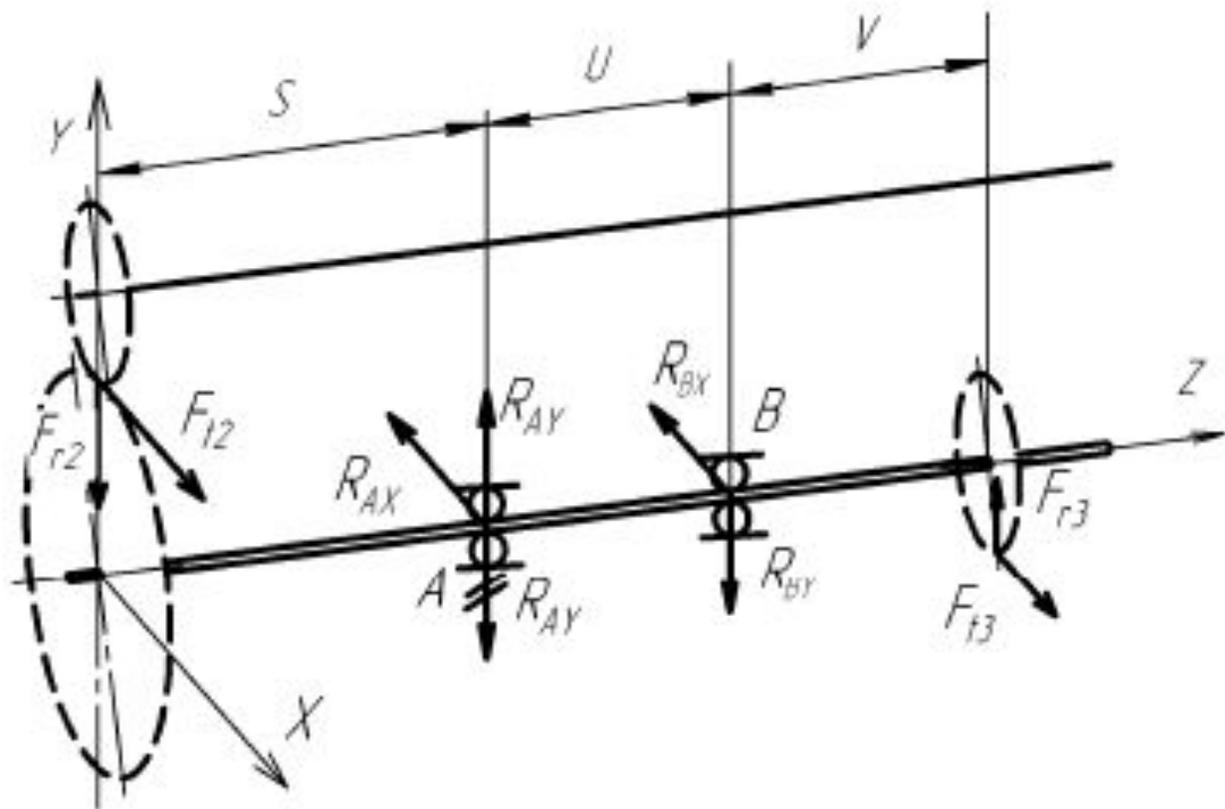
$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}} \leq [\sigma_u], \quad (6.19)$$

Допускаемое напряжение определяют в зависимости от величины разрушающего напряжения и коэффициента запаса прочности $S_1 = 1,4 \dots 6$ и более (табл. 3.3). Для пластичных материалов в качестве разрушающего напряжения берётся предел текучести σ_T , поэтому

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_T}{S_1} \quad (6.20)$$

При невыполнении условия (6.19) необходимо увеличить диаметр d вала при заданном допускаемом напряжении $[\sigma_u]$ или изменить марку материала вала на материал с более высокими прочностными характеристиками.

Расчёт вала на прочность



$$F_{r2} = \frac{2 \cdot T_2}{m \cdot z_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w,$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{m \cdot z_2},$$

$$F_{r3} = \frac{2 \cdot T_2}{m \cdot z_3} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w,$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot T_2}{m \cdot z_3}.$$