

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальности
1-36 01 04 «Оборудование и технологии высокоэффективных
процессов обработки материалов»
очной формы обучения*



Могилев 2021

УДК 621.01
ББК 34.63
Т74

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты»
«25» мая 2021 г., протокол № 14

Составитель канд. техн. наук, доц. С. А. Сухоцкий

Рецензент канд. техн. наук, доц. Д. М. Свирепа

Приведены методические рекомендации к проведению практических занятий по дисциплине «Технологическое оборудование» для студентов специальности 1-36 01 04 «Оборудование и технологии высокоэффективных процессов обработки материалов» очной формы обучения.

Учебно-методическое издание

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Ответственный за выпуск	С. Н. Хатетовский
Корректор	А. А. Подошевка
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч. -изд. л. . Тираж 38 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2021

Содержание

Инструкция по охране труда при проведении практических занятий	4
1 Расчет шпиндельного узла на жесткость	5
2 Расчет передачи винт–гайка качения	10
3 Расчет передачи винт–гайка скольжения	17
4 Расчет шпиндельного узла металлорежущего станка на точность вращения.....	19
5 Расчет направляющих смешанного трения.....	22
6 Расчет направляющих качения без циркуляции тел качения	25
7 Наладка зубофрезерного станка модели 5E32 на нарезание червячного и косозубого цилиндрического колеса	28
8 Электроэрозионный проволочно-вырезной станок с ЧПУ модели DK7725. Программирование обработки	34
9 Манипулятор и инструменты робота FANUC Robot ARC Mate 100iC ..	41
Список литературы	48

Инструкция по охране труда при проведении практических занятий

Общие требования безопасности

Допуск студентов к практическим занятиям производится только после инструктажа по технике безопасности, о чем делается соответствующая запись в специальном журнале (бланке).

Требования безопасности перед началом работы

1 Внимательно изучить содержание и порядок проведения практической работы, а также безопасные приемы ее выполнения.

2 Перед каждым включением оборудования предварительно убедиться, что его пуск безопасен.

Требования безопасности во время работы

1 Точно выполнять все указания преподавателя.

2 Не прикасаться к находящимся под напряжением элементам электрических цепей, к корпусам стационарного электрооборудования, не производить переключения в цепях до отключения источника питания.

3 Запрещается во время работы оборудования снимать ограждения и предохранительные устройства, а также держать их открытыми.

4 Во время работы запрещается касаться руками вращающихся и перемещающихся частей, вводить руки в зону движения.

Требования безопасности по окончании работы

1 Полностью выключить оборудование.

2 Привести в порядок рабочее место.

3 Предупредить преподавателя обо всех, даже малейших и незначительных, неисправностях оборудования.

Требования безопасности в аварийных ситуациях

1 В случае травмирования кого-либо немедленно доложить преподавателю.

2 При выходе оборудования из строя (нет освещения, возгорание токопроводов, поломка механических деталей) необходимо:

– отключить оборудование (обесточить);

– доложить преподавателю о случившемся, а в случае возгорания приступить к немедленной его ликвидации первичными средствами пожаротушения.

1 Расчет шпиндельного узла на жесткость

При приближенных расчетах шпиндель можно заменить балкой на двух опорах с силой P , приложенной на консоли, т. е. на расстоянии a от середины передней опоры (рисунок 1.1).

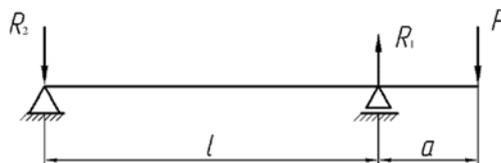


Рисунок 1.1 – Схема сил, действующих на шпиндельный узел

Радиальное перемещение переднего конца шпинделя можно представить в виде (рисунок 1.2)

$$y_{\Sigma} = y_{изг} + y_{оп} + y_{сдв},$$

где $y_{изг}$ – перемещение, вызванное изгибом тела шпинделя;
 $y_{оп}$ – перемещение, вызванное податливостью (нежесткостью);
 $y_{сдв}$ – перемещение, вызванное от действия поперечных сил.

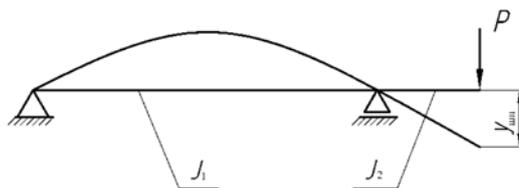


Рисунок 1.2 – Изгиб шпиндельного узла

На рисунке 1.3 приняты обозначения: y_1 – перемещение шпинделя в передней опоре за счет ее податливости; y_2 – перемещение шпинделя в задней опоре за счет ее податливости.

Величина $y_{сдв}$ для реальных размеров современных шпинделей, имеющих центральное отверстие, не превышает 5 %...6 % от y_{Σ} и им можно пренебречь. Тогда формула определения радиального перемещения конца шпинделя будет иметь следующий вид:

$$y_{\Sigma} = y_{изг} + y_{оп}.$$

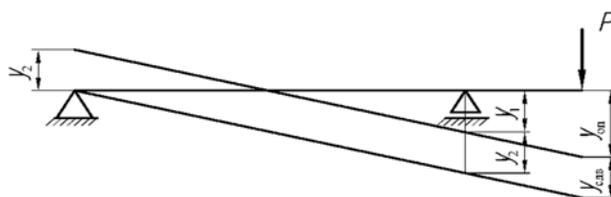


Рисунок 1.3 – Расчетная схема жесткости шпиндельного узла

Применяя известные формулы сопротивления материалов, можно записать следующее:

$$y_{un} = \frac{P \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right);$$

$$y_{on} = P \cdot \left[C_1 \cdot \left(1 + \frac{a}{L} \right)^2 + C_2 \cdot \left(\frac{a}{L} \right)^2 \right].$$

Тогда

$$y_{\Sigma} = \frac{P \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + P \cdot \left[C_1 \cdot \left(1 + \frac{a}{L} \right)^2 + C_2 \cdot \left(\frac{a}{L} \right)^2 \right],$$

где P – нагрузка на консоли;

a – длина консольной части;

L – расстояние между опорами;

E – модуль упругости материала шпинделя;

J_1, J_2 – моменты инерции сечения в пролете и на консоли соответственно;

C_1, C_2 – податливость передней и задней опор, которую определяют по реакциям R_1 и R_2 и перемещениям y_1 и y_2 в соответствующих опорах соответственно.

Если в опоре расположено несколько рядов тел качения, то необходимо учитывать коэффициент заземления в опоре ε . Так, для компоновочных схем ε выбирается согласно таблице 1.1.

В результате формула для определения радиального перемещения переднего конца шпинделя примет вид:

$$y_{\Sigma} = \frac{P \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L \cdot (1 - \varepsilon)}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + P \cdot \left[C_1 \cdot \left(1 + \frac{a \cdot (1 - \varepsilon)}{L} \right)^2 + C_2 \cdot \left(\frac{a \cdot (1 - \varepsilon)}{L} \right)^2 \right].$$

Тогда общая податливость шпиндельного узла

$$C_{\Sigma} = \frac{y_{\Sigma}}{P} = \frac{1}{j_{\Sigma}};$$

$$C_{\Sigma} = \frac{a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L \cdot (1 - \varepsilon)}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + C_1 \cdot \left(1 + \frac{a \cdot (1 - \varepsilon)}{L} \right)^2 + C_2 \cdot \left(\frac{a \cdot (1 - \varepsilon)}{L} \right)^2,$$

где j_{Σ} – суммарная жесткость шпиндельного узла.

Таблица 1.1 – Коэффициент заземления в опоре

Номер компоновочной схемы	ε
1	0,65...0,75
2	0,45...0,65
3; 4	0,3...0,45
5	0,2...0,3
6	0,15...0,20
7	0,1...0,15
8	0,05...0,1
9; 10	≈ 0

Расчет шпиндельного узла на жесткость.

Одним из основных расчетов шпиндельного узла является расчет на жесткость, который состоит из:

- расчета оптимального межопорного расстояния L ;
- расчета радиальной жесткости шпиндельного узла в точке приложения силы P с учетом податливости опор.

Исходные данные для расчета.

Дано:

d – диаметр передней консоли шпинделя (на длине a);

a – длина передней консоли шпинделя;

L – межопорное расстояние;

J_1, J_2 – моменты инерции сопротивления сечения шпинделя между опорами и на передней консоли;

P – нагрузка на передний конец шпинделя, H , выбирается заданной $30d$ – для схем № 1–7 и $10d$ – для схем № 8–10;

d_1 – диаметр шпинделя между опорами, принимаем одинаковым по всей длине и равным $0,9d$ – для схем № 1–8 и $1,4d$ – для схем № 9; 10.

В схемах № 1, 2, 5 – радиальный зазор-натяг в радиальных подшипниках принимаем 0,002 мм, в упорных подшипниках осевой предварительный натяг $F_{a,H} = 20d$ (в миллиметрах).

В схемах № 3, 6–10 предварительный натяг задан в ньютонах, в подшипниках принимаем равным $10d$ (в миллиметрах).

Опоры шпинделя (в соответствии с вариантом) состоят из следующих подшипников:

1) схема № 1 – подшипники радиальные типа 74000 и упорный типа 9000. Жесткость подшипника типа 74000 принять на 25 % больше, чем жесткость подшипников типа 3182100 такого же посадочного размера; жесткость подшипника типа 9000 принять в 4 раза больше жесткости подшипника типа 8100;

2) схема № 2 – подшипники типа 3182100 и упорные 8100;

3) схема № 3 – подшипники типа 2007100;

4) схема № 4 – подшипники гидростатические;

- 5) схема № 5 – подшипники типа 3128100;
- 6) схема № 6 – подшипники типа 46100;
- 7) схема № 7 – подшипники типа 46100;
- 8) схема № 8 – подшипники типа 36100;
- 9) схема № 9 – подшипники типа 36100;
- 10) схема № 10 – подшипники типа 36100.

Предварительный натяг подшипников в передней и задней опорах схем № 9 и 10 создается пружинами.

Последовательность расчета.

1 Размеры подшипников выбираем для конкретных вариантов по заданному типу, диаметру шпинделя d и, соответственно, по справочнику выбирается полный номер.

2 Предварительно задаем L в пределах $3 \dots 4d$.

3 Определяем реакции в опорах.

4 Определяем радиальную жесткость опор.

5 Вычисляем радиальную податливость опор в размерности миллиметр на ньютон.

6 Рассчитываем оптимальное межосевое расстояние L_{opt} .

7 Корректируем L_{opt} так, чтобы $L_{opt} \geq 2,5 \cdot d$.

8 Рассчитываем радиальную жесткость шпиндельного узла с учетом податливости опор для скорректированной длины.

9 Делаем выводы о возможных путях повышения жесткости шпиндельного узла.

Варианты заданий приведены в таблице 1.2. Данные о подшипниках приведены в таблице 1.3.

Таблица 1.2 – Варианты заданий

Вариант	Схема	d , мм	a , мм
1		50	50
2		100	75
3		200	150
4		50	50
5		100	100
6		150	150
7		200	200
8		100	75
9		150	150
10		200	150
11		70	60
12		90	70
13		120	120

Окончание таблицы 1.2

Вариант	Схема	d , мм	a , мм
14		100	75
15		150	100
16		200	200
17		50	50
18		100	75
19		150	200
20		100	100
21		150	100
22		200	150
23		30	50
24		40	100
25		50	50
26		20	20
27		30	50
28		40	60
29		20	50
30		30	100
31		40	120

Таблица 1.3 – Данные о подшипниках

Номер схемы	Номер опоры	Номер подшипника	d , мм	D , мм	B , мм	D_w , мм	C_0 , Н
<i>Низкоскоростные</i>							
1	1 (левая)	74000	45	75	30	3	178
			90	125	35	3	392
			180	225	45	3,5	817
	2 (правая)	9000	45	65	14	–	132
			90	120	22	–	415
			160	225	51	–	2000
2	1 (левая)	3182100	45	75	23	7	66
			90	140	37	11	213
			130	200	52	16	478
			140	210	53	16	515
			180	280	74	23	994
	2 (правая)	8100	45	65	14	7,14	57
			90	120	22	11,11	190
			130	170	30	15,08	390
			140	180	31	15,08	400
			180	225	34	17,46	530

Окончание таблицы 1.3

Номер схемы	Номер опоры	Номер подшипника	d , мм	D , мм	B , мм	D_w , мм	C_0 , Н
3	1 (левая), 2 (правая)	2007100	90	140	30	12,45	205
			140	210	42	17,5	455
			210	17,5	–	–	–
			180	280	60	24,3	890
<i>Среднескоростные</i>							
4	Гидростатические подшипники						
5	(1 левая), (2 правая)	3182100	90	140	37	11	213
			130	200	52	16	478
			140	210	53	16	515
			180	280	74	23	994
6	1 (левая)	46100	45	75	16	–	17,2
	2 (правая)		90	140	24	–	57
<i>Высокоскоростные</i>							
7	1 (левая)	46100	130	200	33	–	132,3
	2 (правая)		170	260	42	–	230
8–10	1 (левая)	36100	30	55	13	–	8,65
	2 (правая)		40	68	15	–	12,2
	1 (левая)		55	90	18	–	25
	2 (правая)		70	110	20	–	36

2 Расчет передачи винт–гайка качения

Исходные данные для расчета передачи: длина винта, его наибольшая расчетная длина; способ установки винта на опорах; ряд значений осевой нагрузки на передачу; ряд частот вращения винта (гайки). Осевые нагрузки на винт определяют для разных операций, выполняемых на станке (например, для чистового, получистового и чернового точения), а также для разных элементов цикла обработки (для быстрого и рабочего ходов рабочего органа). Устанавливают также время действия каждой нагрузки (в долях от расчетного срока эксплуатации станка) и соответствующие им частоты вращения винта. Если же исходить из значений крутящего на валу электродвигателя M_D при выполнении разных работ и для разных элементов цикла, крутящий момент на ходовом винте

$$M = M_D \cdot \eta / i,$$

где M_D – крутящий момент на валу двигателя, $M_D = 955 \cdot \frac{N}{n}$;

η – КПД цепи от двигателя к винту;

i – передаточное отношение этой цепи.

Окружная сила на радиусе резьбы

$$T = 2M/d_0,$$

где d_0 – номинальный диаметр.

Осевая сила, действующая на винт:

$$Q = \frac{T}{t \cdot q \cdot (\beta + \rho)} = \frac{2M}{d_0 \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho)},$$

где β – угол подъема резьбы, $\beta = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_0}$;

P – номинальный шаг;

ρ – угол трения, $\rho = \operatorname{arctg} f$ (f – коэффициент трения качения, $f = (57...85) \cdot 10^{-5}$).

На первом этапе передачу выбирают по осевой нагрузке, конструктивным и технологическим соображениям, на втором – проверяют по усталости рабочих поверхностей винта и гайки, по критериям устойчивости и осевой жесткости. Номинальный диаметр винта $d_0 = L / (20...25)$ и округляется до стандартных значений (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Размеры передачи по ГОСТ 25329–82

Диаметр винта d_0 , мм	Шаг P , мм	Диаметр винта d_0 , мм	Шаг P , мм
6	2,5	40	5; 6; 8; 10; 12
8	2,5	50	5; 6; 8; 10; 12; 16
10	2,5	63	5; 6; 8; 10; 12; 16; 20
12	2,5; 3; 4; 5	80	6; 8; 10; 12; 16; 20
16	2,5; 3; 4; 5; 6	100	8; 10; 12; 16; 20
20	3; 4; 5; 8	125	10; 12; 16; 20
25	4; 5; 6; 8; 10	160	10; 12; 16; 20
32	4; 5; 6; 8; 10; 12	200	10; 12; 16; 20

Предпочтительными значениями номинального шага считаются 2,5; 5; 10; 20 мм.

Обычно применяют передачи с наиболее технологичным полукруглым профилем резьбы (рисунок 2.1). Для снижения контактных напряжений предусматривают следующее условие:

$$R_s = R_c = (1,03...1,05) R_{и.}$$

Диаметр шариков $d_{ш}$ выбирается стандартного значения в зависимости от типа винта из соотношения $d_{ш} = 0,6P$. Угол контакта α желательно выбирать не менее 45° , т. е. $\alpha = 45^\circ$. Остальные параметры передачи винт–гайка качения могут определяться по формулам:

$$\begin{aligned} d_k &= d_0 - d_{ш} \cdot \cos \alpha; & D_k &= d_0 + d_{ш} \cdot \cos \alpha; & d_{e1} &= d_0 + 2c - 2R_s; \\ D_1 &= d_0 - 2c + 2R_s; & d &= d_0 - 2c; & D &= d_0 + 2c, \end{aligned}$$

где c – смещение центра радиуса профиля резьбы относительно центра шарика, $c = (R_s - R_{ш}) \cos \alpha$;

d_k, d, d_0, D, D_k, D_1 – диаметры винта и гайки соответственно.

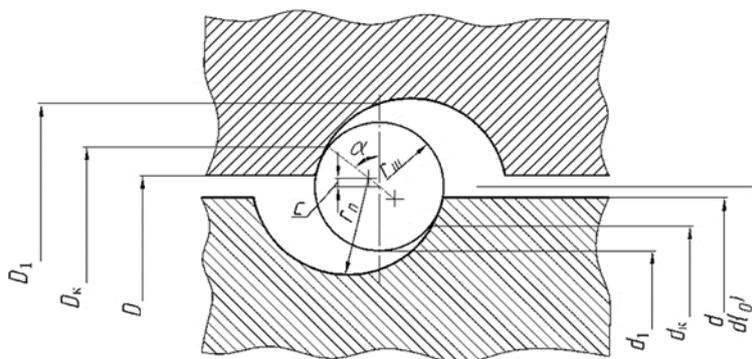


Рисунок 2.1 – Передача винт–гайка качения

Размеры стандартных винтов передачи винт–гайка качения приведены в таблице 2.2. Принятые обозначения: d_1 и l_1 – диаметр и длина шейки винта для квадрата под ключ; d_2 и l_2 – диаметр и длина шейки под компенсирующую муфту; d_3 и l_3 – диаметр и длина шейки под регулировочную гайку; d_4, l_4 и d_7, l_7 – диаметры и длины опорных шеек винта; d_5 и l_5 – диаметр и длина шейки винта; d_6 и l_6 – диаметр и длина шейки винта под промежуточный элемент.

Длина резьбы винта

$$L = l_u + l_k + 2l_y + 2l_n + 2l_n,$$

где l_u – перемещение исполнительного органа станка;

l_k – длина корпуса гайки;

l_y – ширина уплотнения шариковинтового механизма;

l_n – длина перебега;

l_n – длина нерабочей части винта.

Предельно допустимую нормальную статическую нагрузку на один шарик $P, Н$, определяют по зависимости

$$P = K_\sigma \cdot d_1^2,$$

где K_{σ} – коэффициент, зависящий от допустимого контактного напряжения на поверхности шарика G_{II} ($K_{\sigma} = 20; 35; 55; 70$ при $G_{II} = 2500; 3000; 3500$ и 3800 МПа соответственно, для обычно применяемой передачи $K_{\sigma} = 70$).

Таблица 2.2 – Основные и присоединительные размеры винтов

В миллиметрах

$d_0 \times P$	d_1	l_1	d_2	l_2	d_3	l_3	d_4	l_4	d_5	l_5	d_6	l_6	d_7	l_7
25 × 5	13	11	14	40	M16 × 1,5	35	17	65	21,7	30	14	15	17	20
32 × 5	14	11	16	40	M20 × 1,5	35	20	78	28,7	30	14	15	20	20
32 × 6	14	11	16	40	M20 × 1,5	35	20	78	28,2	30	14	15	20	20
40 × 5	18	15	20	40	M24 × 1,5	35	20	78	36,7	30	20	25	25	22
40 × 6	18	15	22	40	M24 × 1,5	35	20	78	36,2	30	20	25	25	22
40 × 10	18	15	22	40	M24 × 1,5	35	20	78	33,7	30	20	25	25	22
50 × 5	24	15	25	50	M30 × 1,5	35	25	88	46,7	40	24	30	35	22
50 × 6	24	15	25	50	M30 × 1,5	35	25	88	46,2	40	24	30	35	22
50 × 10	24	15	28	50	M30 × 1,5	35	30	88	43,7	40	24	30	35	22
50 × 12	24	15	28	50	M30 × 1,5	35	30	88	42,7	40	24	30	35	22
63 × 10	30	20	36	60	M39 × 1,5	55	40	105	56,7	50	30	40	40	26
80 × 10	40	20	45	60	M48 × 1,5	55	50	110	73,7	50	35	40	50	26
80 × 20	40	25	50	70	M52 × 1,5	55	55	110	69,7	50	35	40	50	26
100 × 10	40	20	45	60	M56 × 1,5	55	60	110	93,7	50	40	50	60	30

Статическая грузоподъемность C_O – это предельно допустимая осевая нагрузка на винт, в результате действия которой возникает общая остаточная деформация тел качения, гайки и винта в наиболее нагруженной зоне контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения:

$$C_O = P \cdot u \cdot Z_P \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta,$$

где u – число витков в гайке;

Z_P – расчетное число шариков в одном витке резьбы;

α – угол контакта шарика винтом и гайкой.

Рабочее число шариков в одном витке

$$Z_1 = \pi \cdot \frac{d_0}{d_u} - \frac{3p}{d_u}.$$

Расчетное число шариков в одном витке

$$Z_P = K_Z \cdot Z_1,$$

где K_Z – коэффициент, учитывающий погрешности изготовления резьбы винтового механизма, $K_Z = 0,7 \dots 0,8$.

Следовательно,

$$C_O = K_\sigma \cdot K_Z \cdot d_w \cdot (\pi \cdot d_o - 3p) \cdot u \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta.$$

Для обычно применяемых передач при использовании материалов $\sigma_n = 3800$ МПа.

$$C_O = 70 K_Z \cdot d_w \cdot (\pi \cdot d_o - 3p) \cdot u \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta.$$

Расчет силы предварительного натяга.

Предварительный натяг, повышая осевую жесткость передачи, увеличивает момент холостого хода и снижает ее долговечность, поэтому сила предварительного натяга должна быть выбрана обоснованно.

За минимальную допустимую силу натяга $P'_{H \min}$, Н, отнесенную к одному шарикю, принимают такую силу, которая обеспечивает сохранение предварительного натяга в винтовой передаче при действии продольной силы:

$$P'_{H \min} = \frac{Q}{2K_Z \cdot Z \cdot n \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta}.$$

Наибольшая допустимая сила натяга, отнесенная к одному шарикю, при которой сохраняется статическая прочность механизма:

$$P'_{H \max} = P \cdot (1 - 0,55 \cdot Q / C_O).$$

В зависимости от требуемой жесткости передачи, ее долговечности, допускаемого нагрева винта и особенностей измерительного преобразователя перемещений, силу натяга выбирают в интервале от $P'_{H \min}$ до $P'_{H \max}$. Чаще всего

$$P'_H = (1,5 \dots 2) P'_{H \min}.$$

Расчет винта на устойчивость по критической осевой силе.

Если достаточно длинный винт работает на сжатие, его проверяют на устойчивость при наибольшем тяговом усилии Q_{\max} , принимаемом за критическую силу. С учетом того, что момент инерции сечения винта I определяют не для минимального его диаметра, а условного d_0 , получают приближенную зависимость

$$Q_{\max} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\mu \cdot l)^2},$$

где E – модуль упругости материала винта;

I – момент инерции сечения винта;

μ – коэффициент, зависящий от характера заделки концов винта (если оба конца винта заземлены $\mu = 0,5$; при одном заземленном конце и размещении второго на шарнирной опоре, имеющей возможность смещаться в осевом направлении, $\mu = 0,707$; при обеих шарнирных опорах $\mu = 1$; при одном заземленном конце и втором свободном $\mu = 2$;

l – наибольшее расстояние между гайкой и опорой винта.

С учетом коэффициента запаса устойчивости K_y , принимаемого для передач винт–гайка равным 3, определяют номинальный диаметр винта d_0 , при котором он не теряет устойчивости:

$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{64K_y \cdot (\mu \cdot l)^2 \cdot Q_{\max}}{\pi^3 \cdot E}}.$$

Расчет винта на устойчивость по критической частоте вращения.

В момент быстрого перемещения рабочего органа станка, когда винт вращается с высокой частотой, центробежные силы могут вызвать потерю его устойчивости, что проявляется в наступлении вибраций. Критическая частота вращения винта

$$n_K = 5 \cdot 10^7 \cdot d \cdot \nu \cdot k / l^2,$$

где d – внутренний диаметр резьбы винта, мм;

ν – коэффициент, зависящий от способа заделки винта (если один конец винта заделан жестко, второй – свободный, $\nu = 0,7$; в случае обоих опорных концов $\nu = 2,2$; если один конец заделан жестко, другой – опорный, $\nu = 3,4$; когда оба конца заделаны жестко – $\nu = 4,9$);

k – коэффициент запаса, $k = 0,5 \dots 0,8$;

l – расстояние между опорами винта, мм.

Расчет на жесткость.

Диаметр ходового винта можно определить из условия обеспечения жесткости привода, которая связана с жесткостью шарико-винтового механизма j_m , винта j_s и его опор j_o :

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_m} + \frac{1}{j_s} + \frac{1}{j_o}.$$

Осевая жесткость привода оказывает влияние на возможность возникновения его резонансных колебаний. Чтобы не допустить резонансного режима, собственную частоту колебаний механической части привода f принимают в 3–3,5 раза большей, чем частоту f_1 импульсов, вырабатываемых системой измерения перемещений. Для крупных станков $f_1 = 10 \dots 15$ Гц, для средних и малых $f_1 = 15 \dots 25$ Гц. Исходя из допустимой частоты колебаний механической части привода f , определяют его требуемую жесткость:

$$J = 4 \cdot 10^6 \cdot \pi^2 \cdot f^2 \cdot m,$$

где m – масса узлов механической части привода (ходового винта, исполнительного узла и установленных на нем приспособления, заготовки), кг.

Жесткость шарико-винтового механизма с предварительным натягом и возвратом шариков через вкладыши при $r_1/r_2 = 0,96$ определяют по формуле

$$j_m = 6K_\delta \cdot U \cdot \left(\frac{d_0}{p} - 1 \right) \sqrt[3]{0,1 \cdot P'_H \cdot p},$$

где K_δ – коэффициент, учитывающий погрешности изготовления гайки, а также деформации в винтовом механизме и во всех его стыках, $K_\delta = 0,3 \dots 0,5$.

Наименьшая жесткость ходового винта зависит от способа установки его на опорах. При одностороннем закреплении, а также в случае, когда один конец винта защемлен, а второй размещен на шарнирной опоре:

$$j_e = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot E}{4l_1},$$

где l_1 – наибольшее расстояние от опоры винта до середины шариковой гайки.

Минимальная жесткость ходового винта с обоими защемленными концами определяется по формуле

$$J_e = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot E}{4l_1}.$$

Приближенное значение жесткости опор винта

$$J_o = e \cdot d_0,$$

где e – коэффициент жесткости ($e = 5$ для радиально-упорных подшипников; $e = 10$ для шариковых упорных подшипников; $e = 30$ для роликовых упорных подшипников).

Затем определяют диаметр ходового винта, гарантирующего заданную осевую жесткость привода подачи (таблица 2.3).

Таблица 2.3 – Параметры передачи винт–гайка качения

Номинальный диаметр d_0 , мм	Шаг резьбы P , мм	Осевая жесткость, Н/мкм, не менее	Момент холостого хода, Н·м	Статическая грузоподъемность C_0 , Н	Динамическая грузоподъемность C , Н
1	2	3	4	5	6
20	5	300	0,08...0,16	15 500	6 200
25	5	420	0,1...0,26	20 000	8 900

Окончание таблицы 2.3

1	2	3	4	5	6
32	5	590	0,2...0,5	26 700	22 000
32	6	550	0,21...0,45	29 900	12 000
40	5	750	0,33...0,82	35 300	12 300
40	6	700	0,3...0,76	37 800	13 400
40	10	620	0,25...0,63	61 100	30 400
50	5	960	0,52...1,3	44 900	13 500
50	6	910	0,5...1,2	52 920	15 800
50	10	850	0,46...1,14	80 200	34 100
50	12	750	0,45...0,98	81 900	34 500
63	10	1090	0,78...1,95	107 000	38 300
80	10	1430	1,28...3,21	141 000	42 800
80	20	1240	1,04...2,61	212 000	84 300
100	10	1850	2,08...5,2	179 000	47 000
100	20	1780	2,1...5,24	276 000	93 100

3 Расчет передачи винт–гайка скольжения

Расчет передачи на износостойкость.

Износостойкость передачи зависит от давления в контакте между гайкой и винтом. Среднее давление определяют в паскалях:

$$[\delta]_K = \frac{Q \cdot p}{\pi \cdot d \cdot h \cdot l},$$

где Q – наибольшая тяговая сила, Н;
 p – шаг винта, м;
 d – средний диаметр резьбы, м;
 h – рабочая высота профиля резьбы;
 l – длина гайки, м.

С учетом соотношений между параметрами гайки получают

$$d = \sqrt{\frac{Q}{\lambda \cdot [\sigma_K]}},$$

где $\lambda = l / d = 1,5 \dots 4$;

$[\sigma_K]$ – допускаемое давление в контакте (для точных передач с бронзовой гайкой в токарно-винторезных и резьбонарезных станках $[\sigma_K] = 3 \cdot 10^6$; для других

передач с такой же гайкой $[\sigma_k] = 12 \cdot 10^6$; для передач с чугунной гайкой $[\sigma_k] = 8 \cdot 10^6$ Па).

Расчет винта на жесткость.

Под действием тяговой силы шаг передачи изменяется на величину

$$\Delta p = \pm \frac{Q \cdot p}{E \cdot F},$$

где E – модуль упругости материала винта;

F – площадь поперечного сечения стержня винта.

С учетом допуска на шаг резьбы ограничивают и определяют требуемый диаметр винта. Осевую жесткость привода подачи находят по зависимостям, применяемых для приводов с передачей винт–гайка качения.

Расчет винта на прочность.

Винт работает на растяжение (сжатие) и кручение. Приведенное напряжение определяется как

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{Q}{F}\right)^2 + 4\left(\frac{M}{W}\right)^2},$$

где σ – нормальное напряжение;

τ – касательное напряжение;

W – момент сопротивления сечения стержня винта при кручении, $W = 0,2d^3$;

F – площадь поперечного сечения стержня винта, $F = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$.

Допускаемое приведенное напряжение назначают исходя из предела текучести материала винта $[\sigma_{np}] \leq (0,2 \dots 0,33) \cdot \sigma_T$ и находят его требуемый диаметр.

Расчет винта на устойчивость.

Расчет выполняется для длинных винтов, работающих на сжатие. Критическая тяговая сила определяется по формуле

$$Q_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(v \cdot l)^2},$$

где I – момент инерции поперечного сечения стержня винта;

v – коэффициент длины (когда оба конца винта заделаны $v = 0,5$, при одном заделанном и другом шарнирном $v = 0,7$, при обоих шарнирных $v = 1$).

Требуемый диаметр находят с учетом необходимого запаса устойчивости $n = 2,5 \dots 4$ ($n = Q_{кр} / Q$). Большие значения запаса устойчивости выбирают при действии на винт поперечных сил.

4 Расчет шпиндельного узла металлорежущего станка на точность вращения

Точность вращения шпиндельного узла оценивается величиной радиального биения центрирующей шейки шпинделя. Чем больше величина радиального биения шпинделя, тем ниже точность обрабатываемой на станке детали. Допустимая величина радиального биения конца шпинделя (допуск) назначается в зависимости от класса точности станка (Н, П, В, А, С) и требуемого качества точности обработки детали. Для большинства станков допустимое отклонение радиального биения конца шпинделя приведено в соответствующем стандарте, для специальных станков указывается в техническом задании.

Величина радиального биения конца шпинделя во многом определяется точностью подшипников и связана с биением передней и задней опор. Взаимосвязь указанных параметров можно найти из простых геометрических соотношений, анализируя схему биения шпиндельного узла (рисунок 4.1).

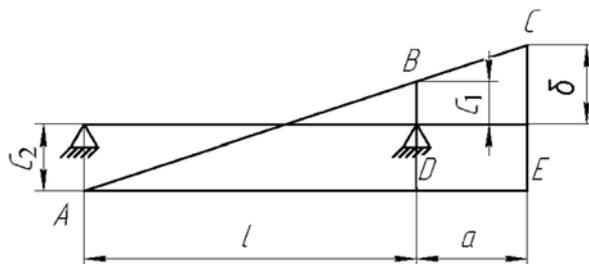


Рисунок 4.1 – Схема биения шпиндельного узла (биения опор направлены в разные стороны)

Из подобия $\triangle ACE$ и $\triangle ABD$ запишем следующее:

$$\frac{\delta + C_2}{C_1 + C_2} = \frac{a + l}{l}$$

или

$$(\delta + C_2) \cdot l = (C_1 + C_2) \cdot (a + l);$$

$$\delta \cdot l + C_2 \cdot l = C_1 \cdot a + C_1 \cdot l + C_2 \cdot a + C_2 \cdot l;$$

$$\delta \cdot l = -C_2 \cdot l + C_1 \cdot a + C_1 \cdot l + C_2 \cdot a + C_2 \cdot l;$$

$$\delta = C_1 \cdot \left(1 + \frac{a}{l}\right) + C_2 \cdot \frac{a}{l},$$

где C_1 и C_2 – радиальные биения передней и задней опор.

Принимая $\delta = \frac{\Delta}{3}$ и $C_1 \cdot \left(1 + \frac{a}{l}\right) = C_2 \cdot \frac{a}{l}$, получаем

$$C_1 = \frac{\Delta}{6 \cdot \left(1 + \frac{a}{l}\right)}; C_2 = \frac{\Delta}{6 \cdot \frac{a}{l}},$$

где Δ – допуск на радиальное биение конца шпинделя.

По расчетным значениям C_1 и C_2 подбирают подшипники соответствующего класса точности. Наиболее ответственной является передняя опора шпинделя, которая воспринимает основную нагрузку и расположена как можно ближе к обрабатываемой поверхности. В связи с этим точность передней опоры принимается на класс выше задней.

Рекомендуемые классы подшипников шпинделей станков различной точности приведены в таблице 4.1.

Если в передней опоре шпинделя установлено z_1 подшипников, а в задней опоре – z_2 , то величину биения Δ центрирующей шейки шпинделя определяют по следующей зависимости:

$$\delta = 1,5 \cdot \left[\frac{C_1}{\sqrt{z_1}} + \frac{a}{l} \cdot \left(\frac{C_1}{\sqrt{z_1}} + \frac{C_2}{\sqrt{z_2}} \right) \right].$$

Таблица 4.1 – Рекомендуемые классы точности подшипников качения для шпинделей станков

Класс точности станка	Класс точности радиальных подшипниковых опор		Класс точности упорных подшипников
	передней	задней	
Н	5	5	5
П	4	5	5
В	2	4	4
А	2	2	4
С	2	2	2

Иногда целесообразно выбирать класс точности одного из подшипников: переднего или заднего, а затем, зная его радиальное биение, рассчитать радиальное биение заднего (переднего подшипника) по следующим формулам:

– для переднего подшипника

$$C_1 = \frac{0,67 \cdot m \cdot \delta - K_2 \cdot C_2}{K_2};$$

– для заднего подшипника

$$C_2 = \frac{0,67 \cdot m \cdot \delta - K_1 \cdot (m+1) \cdot C}{K_2},$$

где K_1 и K_2 – коэффициенты, учитывающие качество подшипников, установленных соответственно в передней и задней опорах (при двух подшипниках $K = 0,71$; $m = \frac{l}{a}$).

Затем по вычисленному допускаемому биению подбирают подшипник соответствующего класса точности.

Величину биения конца шпинделя можно уменьшить, если при сборке шпиндельного узла гарантировать установку подшипников (за счет поворота одного из них в корпусе) таким образом, чтобы их биения были направлены в одну сторону.

После определения радиальных биений передней C_1 и задней C_2 опор шпинделя производится проверка правильности выбора класса точности подшипников по формуле

$$K = \frac{C_1 \cdot C_2}{\Delta_1 \cdot \Delta_2} \left[1 + \left(\frac{\Delta_1}{C_1} - 1 \right) \left(2 - \frac{\Delta_1}{C_1} \right) + \left(\frac{\Delta_2}{C_2} - 1 \right) \left(2 - \frac{\Delta_2}{C_2} \right) \right],$$

где K – коэффициент вероятности правильности выбора подшипников;

Δ_1, Δ_2 – допуски на радиальное биение передней и задней шпиндельных опор.

При $K > 0,8$ подшипники обеспечивают требуемую точность узла, а при $K > 1$ точность выбранных подшипников завышена.

Исходные данные для расчета приведены в таблице 4.2. Значение величины радиального биения подшипников представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.2 – Исходные данные

Вариант	a	l	d	Количество подшипников в первой опоре	Количество подшипников во второй опоре
1	50	200	50	1	1
2	45	180	50	2	1
3	40	150	50	3	1
4	100	200	50	1	2
5	80	250	100	2	2
6	50	300	100	3	2
7	100	150	100	1	3

Окончание таблицы 4.2

Вариант	a	l	d	Количество подшипников в первой опоре	Количество подшипников во второй опоре
8	120	150	100	2	3
9	150	180	100	3	3
10	80	150	100	1	1
11	80	140	120	2	1
12	120	230	90	3	1
13	90	160	90	1	2
14	150	150	30	2	2
15	90	100	50	3	2

Таблица 4.3 – Предельное радиальное биение внутреннего кольца радиального или радиально-упорного подшипника K_{ia}

d , мм	Класс точности подшипника		
	5	4	2
0,6...2,5	4	2,5	2
2,5...10	4	2,5	2
10...18	4	2,5	2
18...30	4	3	2,5
30...50	5	4	2,5
50...80	5	4	2,5
80...120	6	5	2,5
120...150	8	6	2,5
150...180	8	6	5
180...250	10	8	6

5 Расчет направляющих смешанного трения

В результате расчета находят размеры направляющих, удовлетворяющих критериям износостойкости и жесткости.

Для обеспечения износостойкости размеры направляющих выбирают такими, чтобы максимальные давления на их рабочих поверхностях были ниже допустимых. Для обеспечения жесткости ограничивают контактные деформации на рабочих поверхностях.

При расчетах приняты следующие допущения. Предполагаем, что по длине направляющих давление в контакте изменяется линейно, а по ширине остается постоянным.

Рассмотрим методику расчета направляющих на износостойкость применительно к прямоугольным направляющим.

Составляем расчетную схему (рисунок 5.1). Ширина рабочих граней обозначена буквами a , b , c , мм. Расстояние между серединами граней – e . Длина стола – l . Начало координат O выбрано так, чтобы ось Z делила пополам ширину a направляющей и длину стола l .

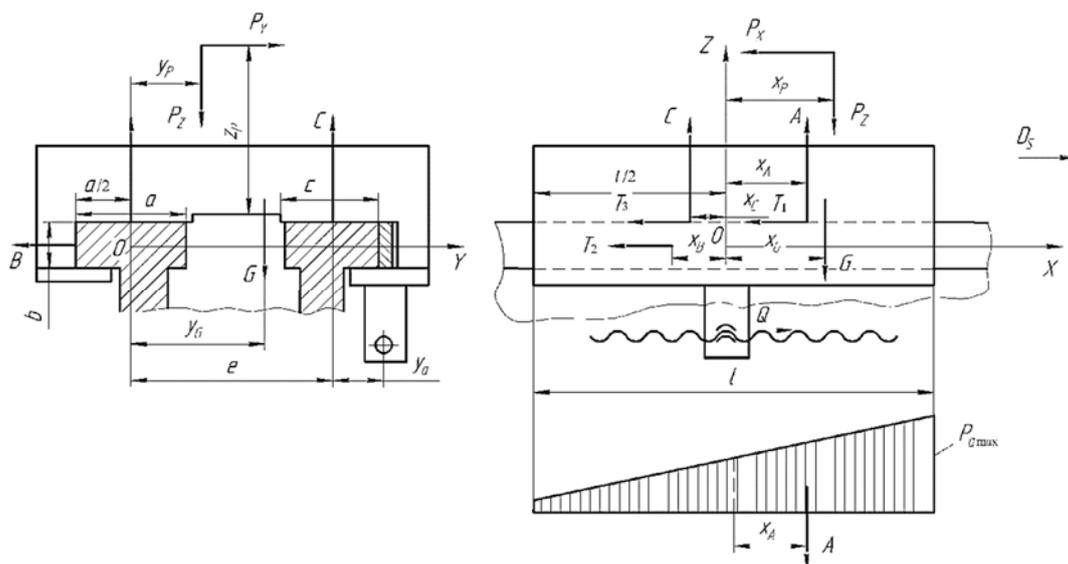


Рисунок 5.1 – Система сил, действующих на направляющую

В момент, когда производится резание, стол нагружен следующими силами: тяговой силой Q ; силой тяжести G подвижных частей; составляющих усилия резания P_X , P_Y , P_Z ; реакциями A , B , C рабочих граней направляющих; трения в направляющих T_1 , T_2 , T_3 ($T_1 = f \cdot A$; $T_2 = f \cdot B$; $T_3 = f \cdot C$, где f – коэффициент трения).

Составляем уравнения равновесия подвижного узла:

$$\sum X = 0; \quad -P_X + Q - f \cdot A - f \cdot B - f \cdot C = 0;$$

$$\sum Y = 0; \quad P_Y - B = 0;$$

$$\sum Z = 0; \quad -P_Z - G + A + C = 0;$$

$$\sum M_X = 0; \quad P_Y \cdot z_P + P_Z \cdot y_P + G \cdot y_G - C \cdot e = 0;$$

$$\sum M_Y = 0; \quad P_Z \cdot x_P + P_Y \cdot x_P + G \cdot x_G - Q \cdot z_Q - A \cdot x_A + C \cdot x_C = 0;$$

$$\sum M_Z = 0; \quad P_X \cdot y_P + P_Y \cdot x_P + Q \cdot (e + y_Q) z_Q - f \cdot B \cdot a - B \cdot x_B + f \cdot C \cdot e = 0.$$

Из первых четырех уравнений находим реакции граней направляющих и тяговую силу:

$$A = P_Z - G + 1/e (P_Y \cdot z_P + P_Z \cdot y_P + G \cdot y_G); \quad B = P_Y;$$

$$C = 1/e (P_Y \cdot z_P + P_Z \cdot y_P + G \cdot y_G); \quad Q = P_X + f \cdot (P_Y + P_Z + G).$$

Определяем средние давления на направляющих:

$$p_a = A/(a \cdot l); \quad p_b = B/(b \cdot l); \quad p_c = C/(c \cdot l).$$

Максимальные давления $p_{a \max}$, $p_{b \max}$, $p_{c \max}$ могут быть определены исходя из эпюр давления, характер которых связан со значениями координат X_A , X_B , X_C равнодействующих реакций. Для их определения используются два последних уравнения равновесия стола и дополнительное уравнение перемещений, являющихся результатом деформирования поверхностей рабочих граней. Это уравнение следует из предположения, что момент внешних сил относительно оси Y :

$$M_Y = P_Z \cdot x_P + P_Y \cdot x_P + G \cdot x_G,$$

равный моменту реакций направляющих относительно той же оси

$$M_Y = A \cdot x_A - C \cdot x_C,$$

распределяется между направляющими пропорционально их жесткости, которая сама пропорциональна их ширине. Следовательно, уравнение перемещений имеет вид:

$$\frac{A \cdot x_A}{C \cdot x_C} = \frac{a}{c}.$$

Из приведенных уравнений находим координаты x_A , x_B , x_C . По их значениям можно судить о характере эпюр давления на направляющих.

Например, при $x_A = 0$ соответствующая эпюра представляет собой прямоугольник, при $x_A = 1/6$ – треугольник, при $0 < x_A < 1/6$ – трапецию. Когда $x_A > 1/6$, рабочая грань направляющей нагружена не на всей длине, а нагрузка действует на нижнюю планку.

Максимальные давления на направляющих определяют по зависимостям:

$$p_{a \max} = \frac{A}{a \cdot l} \left(1 + \frac{6 \cdot x_A}{l} \right);$$

$$p_{b \max} = \frac{B}{b \cdot l} \left(1 + \frac{6 \cdot x_B}{l} \right);$$

$$p_{c \max} = \frac{C}{c \cdot l} \left(1 + \frac{6 \cdot x_C}{l} \right).$$

Считается, что износостойкость направляющих будет достаточной, когда при малой скорости скольжения максимальное давление не выше 2,5...3 МПа, при большой скорости – не выше 1...1,2 МПа. Допустимое среднее давление

равно половине допустимого максимального, а для направляющих прецизионных и тяжелых станков – 0,1...0,2 МПа.

Исходные данные для расчета направляющих смешанного трения выдаются преподавателем на практическом занятии.

6 Расчет направляющих качения без циркуляции тел качения

Направляющие без циркуляции тел качения применяются при небольшой длине хода узла (до 1 мм). В конструкциях направляющих качения используются поверхности тех же форм, что и в направляющих скольжения (рисунок 6.1).

При увеличении диаметра шариков давление в контакте уменьшается, жесткость и износостойкость направляющих возрастают. С увеличением диаметра роликов жесткость не изменяется, но износостойкость улучшается, поэтому рекомендуется применять тела качения большого диаметра (8...10 мм).

С увеличением числа тел качения z снижается нагрузка на одно тело, повышается жесткость направляющих. Равномерность нагружения шариков считается удовлетворительной, если начальная нагрузка на один шарик диаметра d (от силы тяжести Q подвижного узла) составляет $9,5\sqrt{d}$. Ролики нагружены относительно равномерно, если нагрузка на единицу их длины не менее 4 Н/мм, т. е.

$$z_{ш} \leq \frac{G}{9,5\sqrt{d}};$$

$$z_{р} \leq \frac{G}{4b},$$

где G – сила тяжести, Н;

d – диаметр шарика, мм;

b – длина ролика, мм.

В то же время число тел качения в одном ряду должно быть больше 12...16, т. к. при меньшем их количестве точность движения по направляющим снижается.

После разработки конструкции производится проверочный расчет. Для определения наибольшей нагрузки на тело качения направляющие качения условно заменяют направляющими скольжения и по методике, применяемой при расчете направляющих скольжения, строят эпюру давления в контакте.

Наибольшая нагрузка:

– на шарик

$$P_{ш} = d \cdot t \cdot P_{\max};$$

– на ролик

$$P_{р} = b \cdot t \cdot P_{\max},$$

где d – диаметр шарика;
 t – шаг расположения шариков или роликов;
 P_{\max} – максимальное давление в контакте;
 b – длина ролика.

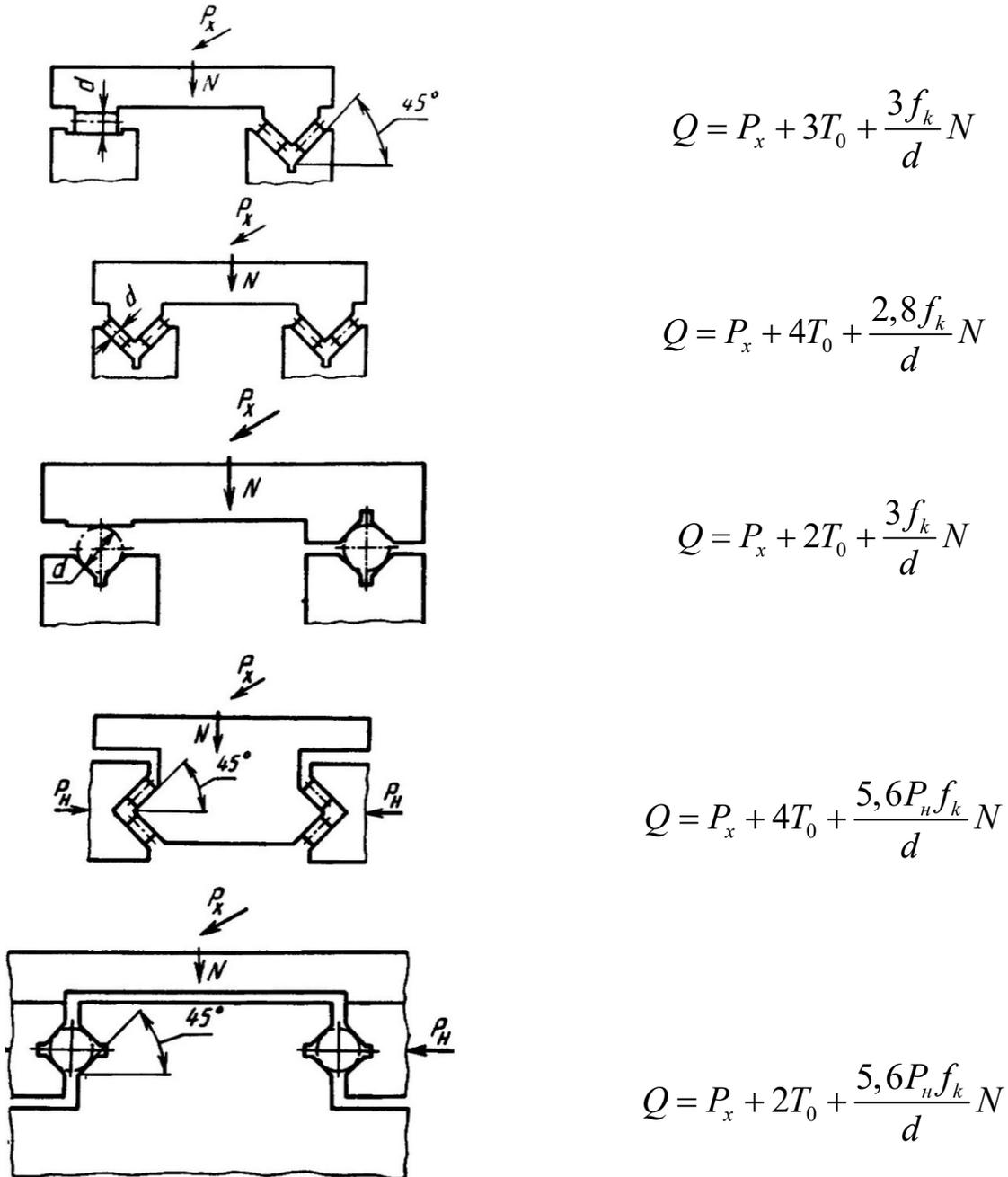


Рисунок 6.1 – Значение тяговой силы для различных схем направляющих

Допускаемая по контактным напряжениям нагрузка:

– на шарик

$$P_{\text{дош}} = k \cdot d^2;$$

– на ролик

$$P_{\partial p} = k \cdot b \cdot d,$$

где k – условное напряжение (таблица 6.1), Н/см.

Таблица 6.1 – Условные напряжения для направляющих качения

Тело качения	Условное напряжение k , Н/см	
	для стальных закаленных направляющих (60...62 HRC)	для чугуновых направляющих (200 HB)
Шарики	6	0,2
Ролики:		
короткие	200	20
длинные	150	15

Упругие перемещения в направляющих качения определяют с учетом зависимостей, описывающих контактные деформации при применении шариков и роликов:

$$\delta_{ш} = C_{ш} \cdot P_{ш};$$

$$\delta_p = C_p \cdot q,$$

где $C_{ш}$ и C_p – коэффициенты податливости;

$P_{ш}$ – нагрузка на шарик;

q – погонная нагрузка, $q = P/b$.

Тяговая сила в приводе подачи станка с направляющими качения определяется по зависимости

$$Q = P_x + n \cdot T_0 + \sum_{i=1}^n \frac{f_k}{r_i} P_i,$$

где P_x – составляющая силы резания, Н;

n – число граней направляющих;

T_0 – начальная сила трения на одной грани направляющих (при отсутствии внешней нагрузки), $T_0 = 4 \dots 5$ Н;

f_k – коэффициент трения качения (для направляющих из стали $f_k = 0,001$ см; для направляющих из чугуна $f_k = 0,0025$ см);

r_i – радиус тел качения, контактирующих с i -й гранью направляющих, см;

P_i – реакция i -й грани, Н.

Тяговую силу можно определить по упрощенным зависимостям с учетом только нормальных сил, приложенных в плоскости симметрии, силы P_x и силы предварительного натяга P_H (см. рисунок 6.1). При этом

$$N = P_z + G_1 + G_2,$$

где P_Z – составляющая силы резания, Н;

G_1 – сила тяжести стола, Н;

G_2 – сила тяжести изделия, Н.

Исходные данные для расчета направляющих качения без циркуляции тел качения выдаются преподавателем на практическом занятии.

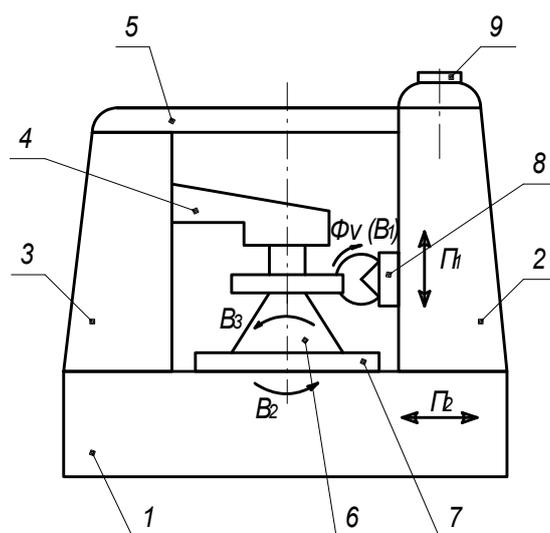
7 Наладка зубофрезерного станка модели 5Е32 на нарезание червячного и косозубого цилиндрического колеса

Станок модели 5Е32 является универсальным и предназначен для фрезерования цилиндрических прямозубых и косозубых, а также червячных колес. Червячные колеса могут нарезаться с радиальной и осевой подачей фрезы. В последнем случае необходим протяжной суппорт, который поставляется со станком по специальному заказу. Станок рассчитан на работу червячными фрезами из быстрорежущей стали.

Общий вид зубофрезерного станка представлен на рисунке 7.1.

На основании 1 (станине) установлены подвижная стойка 2, перемещающаяся по горизонтальным направляющим в радиальном направлении, поворотный стол 7, неподвижная стойка 3 с контрподдержкой 4. Подвижная и неподвижная стойки соединены поперечиной 5. Заготовка устанавливается и закрепляется на оправке 6, установленной на поворотном столе 7. В процессе обработки оправка закрепляется контрподдержкой 4. Инструмент устанавливается на оправке, закреплённой во фрезерной головке 8, перемещающейся по вертикальным направляющим подвижной стойки 2.

Кинематическая схема зубофрезерного станка 5Е32 представлена на рисунке 7.2.



1 – основание (станина); 2 – подвижная стойка; 3 – неподвижная стойка; 4 – контрподдержка; 5 – поперечина; 6 – оправка; 7 – поворотный стол; 8 – фрезерный суппорт; 9 – маховик

Рисунок 7.1 – Общий вид зубофрезерного станка 5Е32

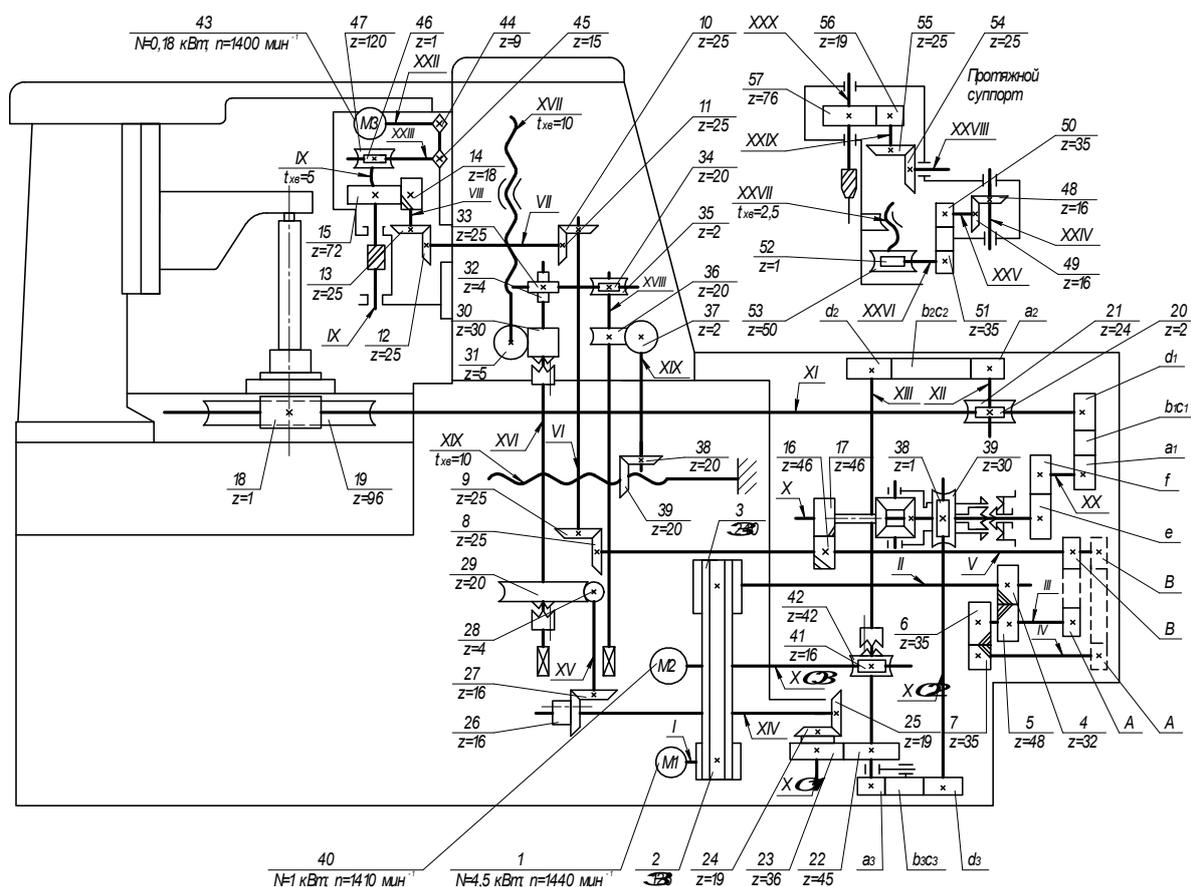


Рисунок 7.2 – Кинематическая схема станка

Кинематическая схема включает в себя шесть кинематических цепей: главного движения, деления нарезаемой заготовки (цепь обката), вертикальных подач фрезы, радиальных подач подвижной стойки, дифференциальная, ускоренных передвижений суппорта и подвижной стойки.

Цепь главного движения. Вращение фрезы осуществляется от электродвигателя 1 через шкивы 2/3, шестерни 4/5 или 6/7, сменные шестерни A/B, конические шестерни 8/9, 10/11 и 12/13, шестерни 14/15. Необходимая частота вращения фрезы настраивается за счет сменных шестерен A и B.

Цепь деления нарезаемой заготовки. Делительная цепь связывает вращение фрезы с вращением заготовки. Эти два элементарных движения образуют одно сложное движение формообразования. За один оборот червяной фрезы стол с заготовкой должен повернуться на k/z оборотов, где k – число заходов фрезы; z – число зубьев нарезаемой заготовки.

Вращение фрезы связано с вращением заготовки через шестерни 14/15, 13/12, 11/10, 9/8, 16/17, конический дифференциал с передаточным отношением $i_d = 1$, шестерни перебора e/f, шестерни гитары деления a/v, c/d и червячную передачу 18/19. Настройка цепи обката производится подбором сменных шестерен a/v и c/d.

Цепь вертикальных подач фрезерного суппорта. При нарезании цилиндрических колес с прямыми или косыми зубьями фрезерному суппорту сообщается вертикальная подача. Величина подачи измеряется в миллиметрах на оборот заготовки.

Вращение заготовки и перемещение фрезы связаны между собой кинематической цепью 19/18, 20/21, a/v , c/d , 22/23, 24/25, 26/27, 28/29, 30/31, винт с шагом $t = 10$ мм. Настройка величины подачи осуществляется сменными шестернями a/v и c/d .

Цепь радиальных подач фрезерной стойки. При нарезании червячных колес нормальной точности используется способ радиальной подачи, при котором фрезе сообщается подача в горизонтальной плоскости. Для этого подвижная стойка с фрезерным суппортом получает перемещение в радиальном направлении. Вращение заготовки и радиальное перемещение фрезы связаны между собой кинематической цепью 19/18, 20/21, a_1/v_1 , c_1/d_1 , 22/23, 24/25, 26/27, 28/29, 32/33, 34/35, 36/37, 38/39, винт с шагом $t = 10$ мм.

Дифференциальная цепь. Дифференциальная цепь применяется при:

- нарезании цилиндрических колес с косыми зубьями;
- нарезании цилиндрических колес с прямыми зубьями, когда число зубьев колеса выражено простым числом, например, 127, 157, 101;
- нарезании червячных колес методом осевых подач.

При нарезании цилиндрических колес с косыми зубьями за счет дифференциальной цепи заготовке сообщается дополнительное вращение, которое связано с вертикальным перемещением фрезы. Время перемещения фрезы на шаг T винтовой линии нарезаемой заготовки соответствует ± 1 дополнительному обороту заготовки.

Знак «+» принимается при различных направлениях винтовой линии зубьев нарезаемого колеса и витков фрезы.

Знак «-» принимается при одинаковых направлениях винтовой линии зубьев нарезаемого колеса и витков фрезы.

Дополнительное вращение стол получает от ходового винта XVI с шагом $t = 10$ мм, через червячную передачу 31/30, 29/28, 7/26, 25/24, сменные шестерни гитары дифференциала a_2/v_2 , c_2/d_2 , червячную передачу 4/41, дифференциал ($i_d = 2$), шестерни e/f , гитару a/v , c/d и червячную передачу 18/19. Настройка цепи дифференциала производится при помощи гитары a_2/v_2 , c_2/d_2 .

Настройка и наладка станка на нарезание червячного колеса методом радиальной подачи.

Цепь главного движения. Движения конечных звеньев – вращение вала электродвигателя и вращение фрезы.

Расчетные перемещения $n_{э.д.} \rightarrow n_{фр}$, мин⁻¹.

Уравнение кинематического баланса

$$n_{э.д.} \cdot i_{ном} \cdot i_v = n_{фр}$$

Формула настройки гитары

$$i_v = \frac{A}{B}; \quad i_v = \frac{n_{фр}}{(n_{э.д.} \cdot i_{ном})},$$

где $i_{ном}$ – передаточное отношение цепи от электродвигателя до шпинделя фрезы.

Цепь обката. Движениями конечных звеньев здесь являются вращение фрезы и вращение стола с заготовкой.

Расчетное перемещение: $I_{об.фр.} \rightarrow k/z_{об.заг.}$, где k – число заходов фрезы; z – число зубьев нарезаемого колеса.

Уравнение кинематического баланса:

$$I_{об.фр.} \cdot i_{ном} \cdot i_{диф} \cdot \left(\frac{e}{f}\right) \cdot i_x = \frac{k}{z_{об.заг.}},$$

где $i_{ном}$ – передаточное отношение цепи, связывающей вращение фрезы и заготовки;

e/f – передаточное отношение перебора. При числе зубьев нарезаемого колеса $z \leq 160$, $e/f = 1/1$; $z \geq 161$, $e/f = 1/2$;

$i_{диф}$ – передаточное отношение дифференциала, $i_{диф} = 1$;

i_x – передаточное отношение гитары обката, $i_x = (a/b) \cdot (c/d)$.

Формула настройки гитары обката:

$$i_x = (a \cdot c) / (b \cdot d) = k / i_{ном} \cdot i_{диф} \cdot z \cdot (e/f).$$

Цепь радиальной подачи. Для осуществления процесса врезания фрезы на высоту зуба фрезе сообщается движение $B_p(П_3)$. Величина этого перемещения измеряется в миллиметрах на оборот стола.

Движениями конечных звеньев являются вращение заготовки и перемещение фрезы: $I_{об.заг.} \rightarrow S$ перемещения фрезы.

Уравнение кинематического баланса:

$$I_{об.заг.} \cdot i_{ном} \cdot i_s \cdot t_{х.в.} = S,$$

где $i_{ном}$ – передаточное отношение цепи, связывающей вращение заготовки и ходового винта поперечной подачи;

$t_{х.в.}$ – шаг ходового винта поперечной подачи;

i_s – передаточное отношение гитары подач, $i_s = (a_1/b_1) \cdot (c_1/d_1)$;

S – величина поперечной подачи, мм/об.

Формула настройки:

$$i_s = \frac{a_1 \cdot c_1}{b_1 \cdot d_1} = \frac{S}{i_{ном} \cdot t_{х.в.}}$$

Во избежание предварительного износа делительного червяка скорость резания и число зубьев нарезаемой заготовки ограничиваются скоростью скольжения червяка, которая не должна быть более 5 м/с (таблица 7.1). Это ограничение выражено через максимально допустимую частоту вращения стола, равную 12 мин⁻¹.

Установка и крепление заготовки. Точность установки заготовки в большой мере влияет на точность нарезаемого колеса. Установку заготовки следует проверять индикатором. Биение по наружному диаметру не должно превышать 0,02...0,03 мм. Торцевое биение заготовки должно быть не более 0,01...0,02.

Таблица 7.1 – Набор сменных шестерен гитары обката

Сменные зубчатые колеса гитары скоростей	Число зубьев: $z = 13, 20, 23, 27, 30$ (2 шт.), 33, 37, 40, 42
Набор зубчатых колес гитары подачи, дифференциала и обката	Число зубьев: $z = 24, 25$ (2 шт.), 30, 34, 35, 37, 40, 41, 43, 45, 47, 48, 50, 53, 55, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 65, 67, 70, 71, 73, 75, 79, 80, 83, 85, 89, 90, 92, 93, 97, 98, 100

Установка инструмента на высоте. У червячных колес, как правило, положение оси червяка должно выдерживаться от базового торца колеса в известных допусках. Поэтому инструмент устанавливается по высоте с замером расстояния от опорной поверхности базового торца до центра оправки суппорта при горизонтальном его положении (нулевое положение).

Установка глубины фрезерования. Установка глубины фрезерования червячного колеса практически сводится к установке упора автоматического выключения подачи, включения подающего червяка. Для установки упора автоматического выключения подачи необходимо подсчитать полную высоту зуба по формуле

$$h = 2,2 \cdot m,$$

где h – высота зуба;

m – модуль нарезаемого колеса.

Настройка и наладка станка на нарезание косозубого цилиндрического колеса.

Цепь скорости движения. Расчетные зависимости, уравнение кинематического баланса и формула настройки те же, что и при нарезании червячных колес.

Цепь обката. Те же, что и при нарезании червячных колес.

Цепь вертикальной подачи. Для образования зуба по высоте фрезе сообщается движение Φ_s , которое является вертикальной подачей и измеряется в миллиметрах на оборот стола.

Движениями конечных звеньев являются вращение заготовки и вертикальное перемещение суппорта фрезы.

Расчетные перемещения

$$I_{об.стола} \rightarrow S_s,$$

где S_s – вертикальная подача фрезы за один оборот заготовки.

Уравнение кинематического баланса по структурной схеме нарезания косозубого колеса

$$S_s = I_{об.стола} \cdot i_{ном} \cdot i_s \cdot t_{х.в.},$$

где $i_{ном}$ – передаточное отношение постоянных передач в цепи, связывающей вращение заготовки и ходового винта вертикальной подачи;

$t_{х.в.}$ – шаг ходового винта вертикальной подачи, мм;

i_s – передаточное отношение гитары подачи, $i_s = (a_1/b_1) \cdot (c_1/d_1)$.

Цепь дифференциала. Для получения винтовых зубьев с шагом T

(рисунок 7.3) необходимо сообщить перемещение фрезы вдоль оси заготовки и согласованное с ним вращение заготовки. При перемещении фрезы на величину T заготовка должна сделать один дополнительный оборот (помимо вращения заготовки, связанного с вращением фрезы).

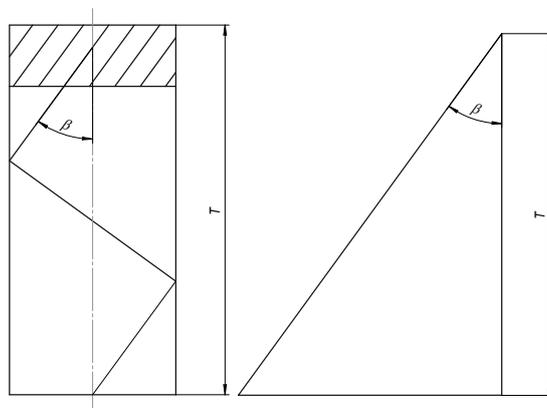


Рисунок 7.3 – Графическое представление шага винтовой линии T

За время перемещения фрезы на шаг винтовой линии зуба T ходовой винт сделает n оборотов: $n = T/t_{x.в.}$

Расчетные перемещения $T/t_{x.в.} \rightarrow 1$ доп. оборот стола.

Формула настройки:

$$i_s = S_b / (i_{ном} \cdot t_{x.в.}).$$

Уравнение кинематического баланса:

$$\frac{T}{t_{x.в.}} \cdot i_{\delta} \cdot i_{диф} \cdot i_x \cdot i_{ном} = 1 \text{ доп. оборот стола.}$$

Формула настройки гитары дифференциала:

$$i_{диф} = \frac{t_{x.в.}}{T} \cdot i_{\delta} \cdot i_x \cdot i_{ном},$$

где i_{δ} – передаточное отношение гитары дифференциала, $i_{\delta} = 2$;

i_x – передаточное отношение гитары обката;

$i_{ном}$ – передаточное отношение гитары постоянных передач в цепи.

Так как на чертежах зубчатых колес задается угол β наклона зуба, а не шаг T винтовой линии, то в формулу настройки следует вместо T подставить соответствующую величину:

$$T = \frac{(\pi \cdot m_n \cdot z)}{\sin \beta},$$

где m_n – нормальный модуль;

z – число зубьев обрабатываемой шестерни;

β – угол наклона зуба шестерни.

Формула настройки гитары:

$$i_{\text{диф}} = \frac{a_2}{b_2} \cdot \frac{c_2}{d_2} = \frac{(t_{xв} \cdot \sin\beta)}{i_0 \cdot i_{\text{ном}} \cdot i_x \cdot \pi \cdot m \cdot z}.$$

Установка инструмента. Фреза должна быть установлена по отношению к заготовке под углом θ .

Этот угол измеряется между осью фрезы и плоскостью, перпендикулярной оси заготовки, и называется углом установки. При нарезании косозубых колес угол установки определяется по формуле

$$\theta = \beta \pm \beta_1,$$

где β – угол наклона винтовой линии нарезаемой заготовки;

β_1 – угол подъема винтовой линии фрезы.

Установка глубины фрезерования. Зубчатые колеса могут быть нарезаны за один, два и более проходов в зависимости от модуля, материала заготовки, требуемой точности и т. д. Для установки глубины фрезерования вначале подводят к заготовке суппортную стойку с фрезой до их легкого соприкосновения, затем, подняв суппорт с фрезой, перемещают суппортную стойку с фрезой на величину желаемой глубины фрезерования. Отсчет перемещения фрезы в радиальном направлении производится по лимбу. Глубина фрезерования при фрезеровании за один проход

$$h = 2,25 \cdot m_n.$$

8 Электроэрозионный проволочно-вырезной станок с ЧПУ модели DK7725. Программирование обработки

Станок модели DK7725 предназначен для точной обработки всех типов металлических изделий малых и средних размеров, а также изделий сложной формы, изготовленных из проводящих и твердых материалов (закаленная сталь, высокопрочные сплавы), например различные пресс-формы, испытательные пластины и т. д. Станок управляется в цифровом режиме и обеспечивает автоматическую и точную обработку изделия с широкими возможностями настройки (система программируемого управления AutoCut WEDM). Таким образом, он может применяться для обработки оборудования, счетчиков, двигателей, тракторов, мотоциклов, бытовой техники, эксплуатироваться в испытательных мастерских и инструментальных цехах в таких отраслях, как производство предметов первой необходимости.

Конструкция станка.

Станок состоит из корпуса станка (основания), координатного рабочего стола, системы нитепротяжки, стойки электродной нити, системы циркуляции

рабочей жидкости, системы электроуправления и цифровой системы управления. Контроль перемещения координатного стола осуществляется цифровой системой контроля, которая обеспечивает точный ход заготовки и её продольное перемещение по направляющей и обеспечивает возвратно-поступательное передвижение нити по прямой с высокой скоростью. При обработке импульс электроразряда проходит между электродной нитью, рабочей жидкостью и заготовкой (обрабатываемой деталью). В центре электроразрядного канала создается высокая температура, что приводит к плавлению металла и формированию эрозии, которая применяется для обработки заготовки.

Установленное на подвижной консоли стойки катушки конусное устройство (адаптированное для нужд клиентов) при необходимости отклоняет электродную нить в направлении U и V . Благодаря взаимодействию четырех X , Y и U , V осей в вертикальном и горизонтальном направлении, существует возможность создавать профили с различными типами верхних и нижних поверхностей или же с конической поверхностью.

Координатный рабочий стол состоит в основном из движущейся платформы, на которой расположен рабочий стол, средней тяговой платформы, винты точной настройки и редуктор (коробка передач). Вертикальный и горизонтальный ход тяговой платформы осуществляется по роликовой направляющей конструкции (или прямой рельсовой направляющей). Движение рабочего стола (подача заготовки) осуществляется посредством шагового двигателя через передаточный редуктор на шариковый винт точной настройки.

Зазоры винтовой гайки шарикового винта точной настройки установлены заводом перед отправкой, демонтаж не рекомендуется.

Движение нити. Устройство протяжки нити выполняет прямолинейное возвратно-поступательное движение электродной нити. Катушка хранения нити состоит из полого цилиндра, который отделен от основной оси. Двигатель протяжки нити соединен с катушкой хранения нити посредством муфты (втулки). Вращение катушки хранения нити передает электронной нити скорость 11 м/с, которая передается на винтовую передачу точной настройки через шкив синхронной ленточной передачи, осуществляя ровное возвратно-поступательное движение нити. В винтовой передаче точной настройки применяются главные или вспомогательные винтовые гайки для регулировки зазоров и присутствует защитный на случай превышения хода или падения гайки.

Стойка нитедержателя состоит из колонны, неподвижной консоли, подвижной консоли и направляющих колес достаточной жесткости. Фронтальная часть стойки нитедержателя оборудована блоком подачи питания из высокопрочного сплава, направляющего колеса с подачей питания от консоли стойки нитедержателя. В конструкции реализован метод полностью открытой протяжки нити. Электродная нить выходит из катушки хранения проводной нити, направляется в главное направляющее колесо в голове стойки нитедержателя через верхние и нижние распыляющие форсунки. Перед началом эксплуатации следует проверить вертикальность расположения электродной нити.

Внизу колонны также находится клапан подачи воды с двумя кранами для регулирования объема подачи воды верхней и нижней форсунки.

При вращении винтов вверх или вниз колонна перемещается. Для регулирования зазора между верхним и нижним главным направляющим колесом при обработке заготовки подвижная консоль может двигаться вверх или вниз.

Система программируемого управления AutoCut WEDM.

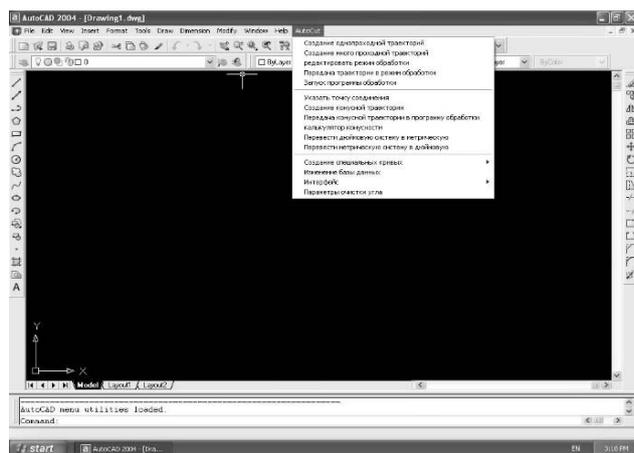
Система программируемого управления AutoCut WEDM (далее по тексту – система AutoCut) на базе операционной системы Windows XP состоит из программного обеспечения системы (CAD и CAM), которое работает под ОС Windows, карты управления движением по четырем осям, предназначенной для вставки в слот PCI персонального компьютера (на шине PCI), платы драйвера шагового мотора высокой надежности и экономичности (без вентиляторов), платы высокой частоты с 0,5 мкс.

Пользователь использует CAD для построения графики обработки в соответствии с чертежом и задает WEDM-методы для графики CAD, создает данные двухмерной или трехмерной обработки и выполняет изготовление детали. Во время обработки система может интеллектуально управлять скоростью мотора, параметрами импульсного тока и т. д. Метод обработки на базе графического процессора представляет собой динамическую интеграцию CAD и CAM в поле WEDM.

В число функций системы входит автоматическое управление скоростью резания, отображение в режиме реального времени во время резания, предварительный просмотр обработки и др. При этом она способна обеспечить защиту от любых типов непредвиденных ситуаций (обрыв питания, остановка системы и т. п.) во избежание отбраковки изготавливаемой детали.

Использование AutoCut для AutoCAD.

Главный интерфейс представлен на рисунке 8.1.



Функция «*Построение кривой WEDM*» в AutoCut для AutoCAD включает в себя построение архимедовой спирали, циклоиды, гиперболы, эвольвенты и параболы, шестерни и т. д.

Архимедова спираль. Щелкните команду «Построение архимедовой спирали» в подменю «Построение кривой» в меню «AutoCut», появится диалоговое окно построения архимедовой спирали. После ввода параметров архимедовой спирали нажмите кнопку «ОК» для завершения построения архимедовой спирали.

Рисунок 8.1 – Главный интерфейс AutoCAD с модулем AutoCut WEDM

После ввода параметров архимедовой спирали нажмите кнопку «ОК» для завершения построения архимедовой спирали. Параметрическое уравнение архимедовой спирали:

$$\begin{cases} x = rt \cos t; \\ y = rt \sin t. \end{cases}$$

Параметры включают в себя параметр t , значение параметра r , угол вращения и координату базовой точки архимедовой спирали в пространстве чертежа.

Парабола. Щелкните команду «Построение параболы» в подменю «Построения кривой» в меню «AutoCut», появится диалоговое окно построения параболы. После ввода параметров параболы нажмите кнопку «ОК» для завершения построения параболы. Параметрическое уравнение параболы: $y = k \cdot x^2$, параметры включают в себя диапазон координаты x и значение коэффициента k . Кроме того, пользователь может задать вращение и параллельное перемещение параболы в пространстве чертежа.

Эвольвента. Щелкните команду «Построение эвольвенты» в подменю «Построения кривой» в меню «AutoCut», появится диалоговое окно построения эвольвенты. После ввода параметров эвольвенты нажмите кнопку «ОК» для завершения построения эвольвенты.

Параметрическое уравнение эвольвенты:

$$\begin{cases} x = r(\cos t + t \sin t); \\ y = r(\sin t - t \cos t). \end{cases}$$

Параметры включают в себя: радиус базовой окружности, угол развертки и угол вращения эвольвенты в пространстве чертежа, положение центра базовой окружности.

Гипербола. Щелкните команду «Построение гиперболы» в подменю «Построения кривой» в меню «AutoCut», появится диалоговое окно построения гиперболы. После ввода параметров нажмите кнопку «ОК» для завершения построения гиперболы. Параметрическое уравнение гиперболы:

$$\begin{cases} x = a / \cos(t); \\ y = b \cdot \tan(t). \end{cases}$$

Параметры включают в себя: a , b , диапазон параметра $t - t1 \sim t2$ ($t1 < t < t2$). Кроме того, пользователь может задать угол вращения гиперболы в пространстве чертежа и положение базовой точки.

Циклоида. Щелкните команду «Построение циклоиды» в подменю «Построения кривой» в меню «AutoCut», появится диалоговое окно построения циклоиды. После ввода параметров циклоиды нажмите кнопку «ОК» для завершения построения циклоиды. Параметрическое уравнение циклоиды:

$$\begin{cases} x = r(t - \sin t); \\ y = r(1 - \cos t). \end{cases}$$

Параметры включают в себя: коэффициент r , угол отклонения t , а также угол вращения циклоиды в пространстве чертежа и положение базовой точки.

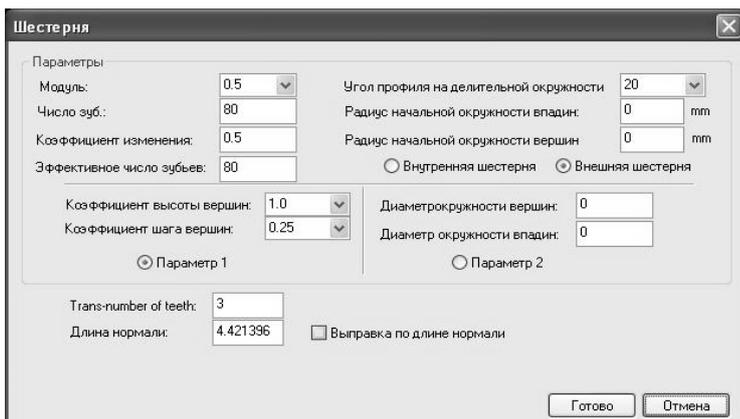


Рисунок 8.2 – Шестерня

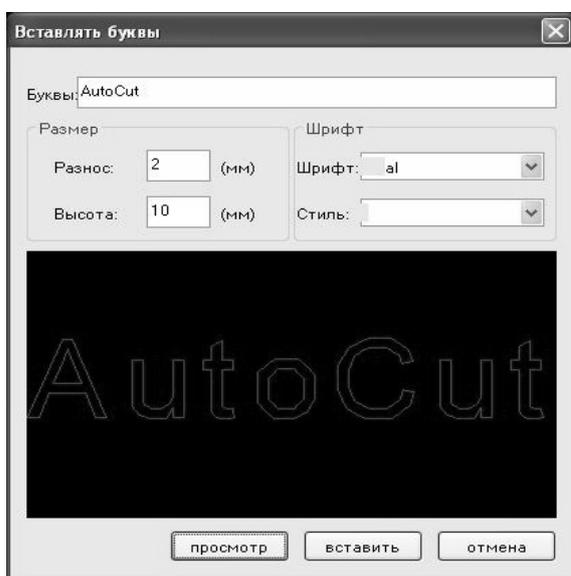


Рисунок 8.3 – Векторный текст

траектории в модуле AutoCAD WEDM: создание траектории обработки, создание траектории многократной обработки и создание траектории конуса.

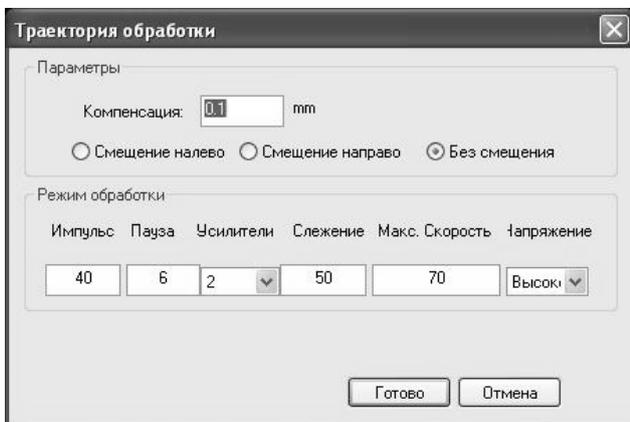


Рисунок 8.4 – Траектория высокоскоростной обработки: задание параметров процесса

Шестерня. Щелкните команду «Построение зубчатого колеса» в подменю «Построение специальной кривой» в меню «AutoCut», появится диалоговое окно построения зубчатого колеса (рисунок 8.2). После ввода параметров и просмотра зубчатого колеса нажмите кнопку «ОК» для завершения построения зубчатого колеса.

Фигурный текст.

Щелкните команду «Фигурный текст» в подменю «Построение специальной кривой» в меню «AutoCut», появится диалоговое окно построения векторного текста (рисунок 8.3).

Наберите текст в текстовом редакторе «Текст», нажмите кнопку «Предварительный просмотр» рисунок появится на черном поле диалогового окна, нажмите кнопку «Вставить» для полной вставки векторного текста в главный интерфейс.

Построение траектории.

Есть три способа построения траектории обработки, создание траектории обработки, создание траектории многократной обработки и создание траектории конуса.

Создание траектории обработки. Щелкните пункт «Создание траектории обработки» в меню «AutoCut», появится диалоговое окно (рисунок 8.4) с параметрами для создания траектории высокоскоростной вырезки.

После выбора направления коррекции задайте значение коррекции и параметр, нажмите кнопку «ОК». В командной строке появится «Введите точку старта». Пользователь

может ввести координаты точки старта с помощью ручного ввода относительных или абсолютных координат, либо может с помощью щелчка левой кнопкой мыши выбрать точку на экране в качестве точки старта. После подтверждения заправки в командной строке появится «Введите точку резания».

Внимание: точка резания должна находиться в пределах чертежа, в противном случае она будет не действительной.

Пользователь может ввести координаты точки резания с помощью ручного ввода или с помощью мыши выбрать одну точку на чертеже в качестве точки резания. После подтверждения точки резания в командной строке появится «Выберите направление резания, нажмите <Enter>» (рисунок 8.5).

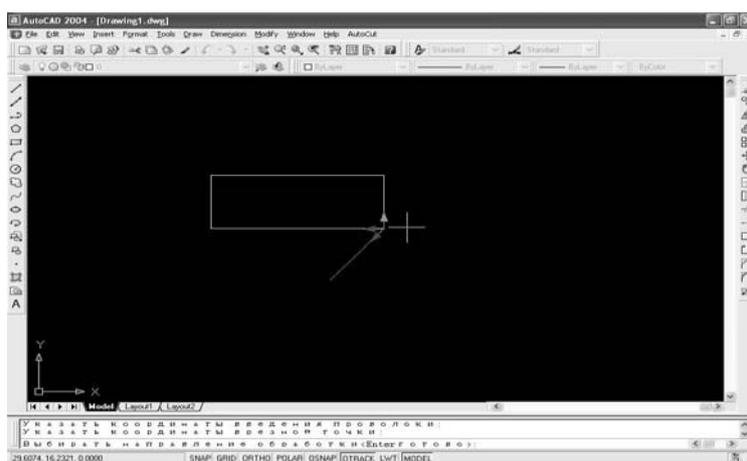


Рисунок 8.5 – Создание траектории обработки

Пользователь может видеть альтернативные преобразования, обозначенные красной и зеленой стрелками на траектории обработки при перемещении мыши. Щелкните левой клавишей мыши на зеленой стрелке для подтверждения направления резания или нажмите клавишу <Enter> для завершения выбора направления траектории обработки. Направлением траектории будет направление зеленой стрелки.

Внимание: в случае замкнутой фигуры описанной выше процедурой пользователь может завершить создание траектории.

Но в случае незамкнутой фигуры после описанной выше процедуры в командной строке появится «Введите конечную точку, нажмите <Enter>» (рисунок 8.6).

Введите ручную или выберите мышью одну точку в качестве координат точки выхода, либо нажмите клавишу <Enter> для завершения выбора точки выхода (по умолчанию точка выхода и точка заправки являются одной и той же точкой). Создание траектории обработки незамкнутой фигуры завершено.

Траектория обработки. В модуле AutoCAD WEDM предусмотрены три метода обработки траектории: отправить траекторию обработки непосредственно в управляющую программу AutoCut через программу AutoCAD,

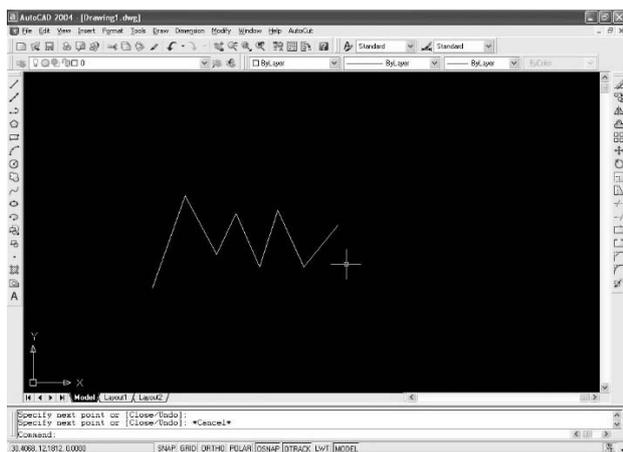


Рисунок 8.6 – Незамкнутая фигура: создание траектории обработки

Нажмите кнопку «Карта № 1» (в отсутствие карт управления пользователь может выбрать «Демонстрационная карта» для демонстрации), в командной строке программы AutoCAD появится «Выберите объект» выберите розовую траекторию левой кнопкой мыши (рисунок 8.8).

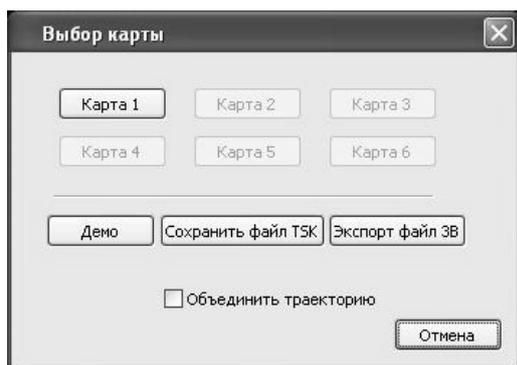


Рисунок 8.7 – Выбор карты

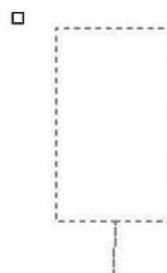


Рисунок 8.8 – Траектория обработки

Щелкните правой клавишей мыши, откроется интерфейс управления, представленный на рисунке 8.9.

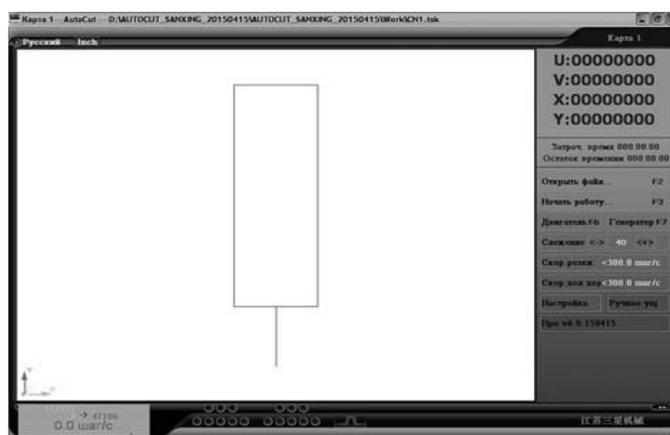


Рисунок 8.9 – Главный интерфейс управляющей программы

отправить задание обработки конуса в управляющую программу AutoCut, запустить управляющую программу AutoCut непосредственно и загрузить файл выполнения детали в управляющую программу.

Отправка задания обработки.

Щелкните пункт «Отправить задание обработки» в меню «AutoCut», появится диалоговое окно «Выберите карту» (рисунок 8.7).

Исходные данные к заданию представлены в таблице 8.2 и на рисунке 8.10.

Таблица 8.2 – Исходные данные к заданию

Номер варианта	Элемент <i>A</i>	Элемент <i>B</i>	Элемент <i>C</i>	Элемент <i>D</i>
1	3×45°	R3	R4	6×3
2	R3	3×45°	6×3	R4
3	R4	6×3	3×45°	R3
4	6×3	R4	R3	3×45°
5	7×4	R5	4×45°	R2
6	4×45°	7×4	R5	R6
7	R5	R6	7×4	4×45°

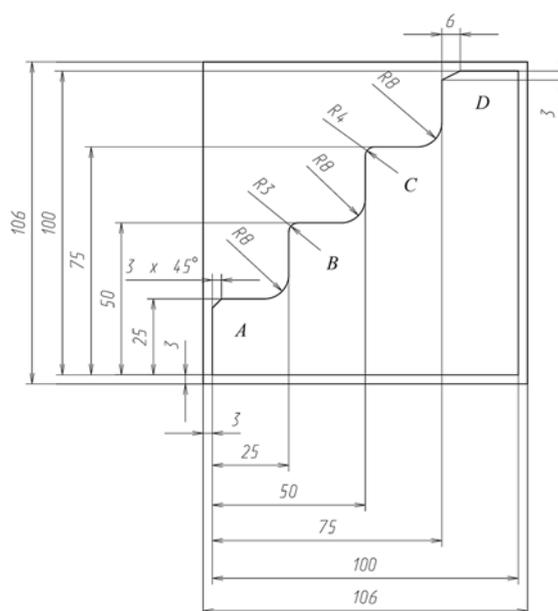


Рисунок 8.10 – Чертеж к заданию

9 Манипулятор и инструменты робота FANUC Robot ARC Mate 100iC

В обобщенном смысле робот – это технический комплекс, предназначенный для выполнения различных движений и некоторых интеллектуальных функций человека и обладающий необходимыми для этого исполнительными устройствами, управляющими и информационными системами, а также средствами решения вычислительно-логических задач.

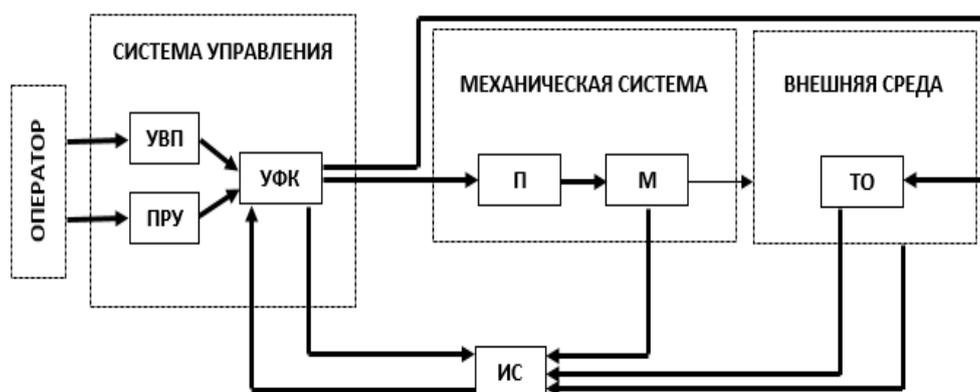
Промышленный робот (ГОСТ 25686–85) – это автоматическая машина, стационарная или передвижная, состоящая из исполнительного устройства в виде манипулятора, имеющего несколько степеней подвижности, и перепрограммируемого устройства программного управления для выполнения в производственном процессе двигательных и управляющих функций.

Перепрограммируемость – это свойство промышленного робота заменять управляющую программу автоматически или при помощи человека-оператора.

Манипулятор – это управляемое устройство или машина для выполнения двигательных функций, аналогичных функциям руки человека при перемещении объектов в пространстве, оснащенная рабочим органом.

Рабочий орган – это составная часть исполнительного устройства промышленного робота для непосредственного выполнения технологических операций и/или вспомогательных переходов (сварочные клещи, окрасочный пистолет, сборочный инструмент, захватное устройство).

Промышленные роботы представляют собой сложную электро-механическую систему, состоящую из механической системы, системы управления и информационной системы (рисунок 9.1).



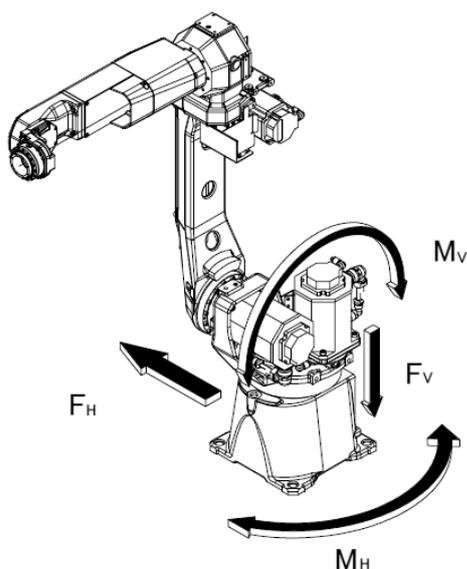
М – многозвенный манипулятор с рабочим органом; П – приводы степеней подвижности; ТО – технологическое оборудование; УФК – устройство формирования команд; УВП – устройство ввода программы; ПРУ – пульт ручного управления; ИС – информационная система

Рисунок 9.1 – Структурная схема промышленного робота

При выполнении различных операций рабочий орган манипулятора взаимодействует с внешней средой и технологическим оборудованием. Последовательность выполнения движений обеспечивается командами системы управления. Система управления содержит устройство формирования команд, устройство ввода программы и пульт ручного управления. Оператор может управлять роботом в ручном режиме с пульта или в автоматическом режиме введением программы с помощью устройства ввода. Информационная система регистрирует состояние механической системы, внешней среды и технологического оборудования. Сигналы с информационной системы подаются в сравнивающее устройство УФК, где в сочетании с заданной программой вырабатывается команда последующего такта движений.

Шестиосевой антропоморфный манипулятор инструмента робота FANUC Robot ARC Mate 100iC представлен на рисунке 9.2.

Составные части манипулятора инструмента робота FANUC Robot ARC Mate 100iC изображены на рисунке 9.3.



F_H , F_V – силы, действующие на неподвижное основание; M_H , M_V – моменты, действующие на неподвижное основание

Рисунок 9.2 – Шестиосевой антропоморфный манипулятор инструмента робота FANUC Robot ARC Mate 100iC

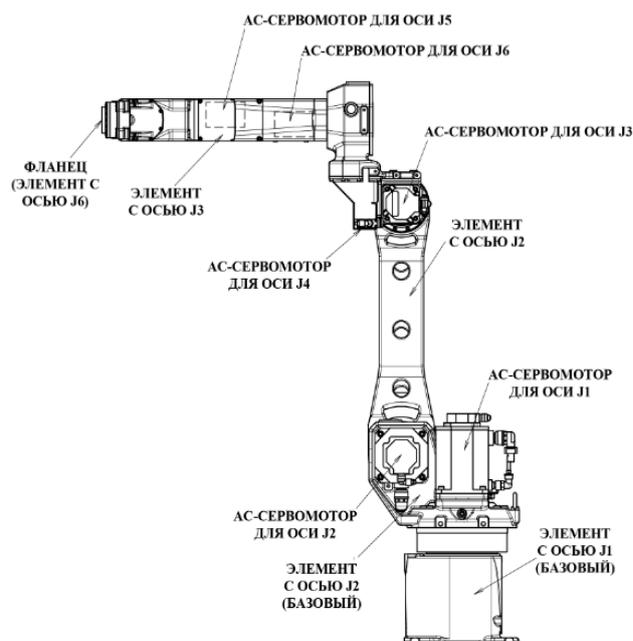


Рисунок 9.3 – Конфигурация манипулятора инструмента робота FANUC Robot ARC Mate 100iC (АС – переменный ток)

Координаты каждой из осей представлены на рисунке 9.4.

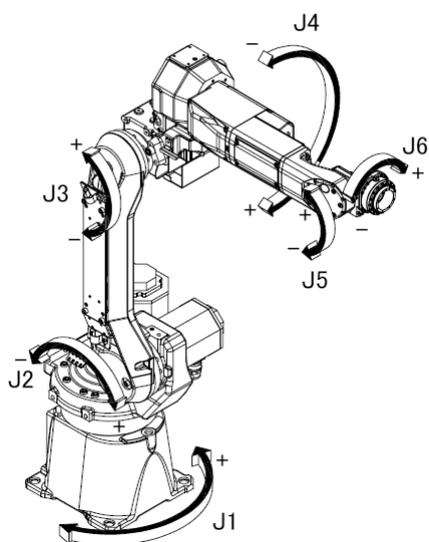


Рисунок 9.4 – Координаты осей манипулятора инструмента робота FANUC Robot ARC Mate 100iC

Каждая управляемая координата имеет нулевую точку и программное ограничение перемещений (для каждой из шести осей).

При отсутствии системного сбоя, ведущего к потере положения нулевой точки, или системной ошибки робот не может выйти за пределы программно установленного ограничения перемещений.

Выход за пределы программно установленного ограничения перемещений управляемой координаты называется «перебег». Система контролирует как отрицательный, так и положительный перебег по каждой координате. Кроме того, в целях повышения безопасности есть возможность ограничивать диапазон пере-

мещений с помощью механического стопора или ограничителя хода.

К примеру, на рисунке 9.5 показаны нулевая точка и пределы перемещения элемента оси J6 (фланец) без стопора, а на рисунке 9.6 – для элемента оси J3 со стопором.

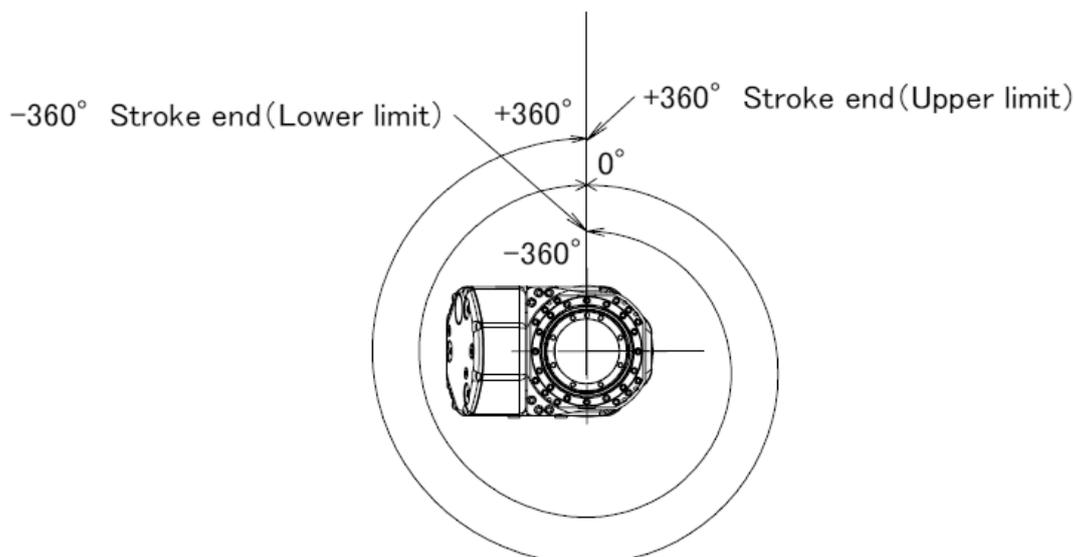


Рисунок 9.5 – Пределы перемещения элемента оси J6 (модель ARC Mate 100iC)

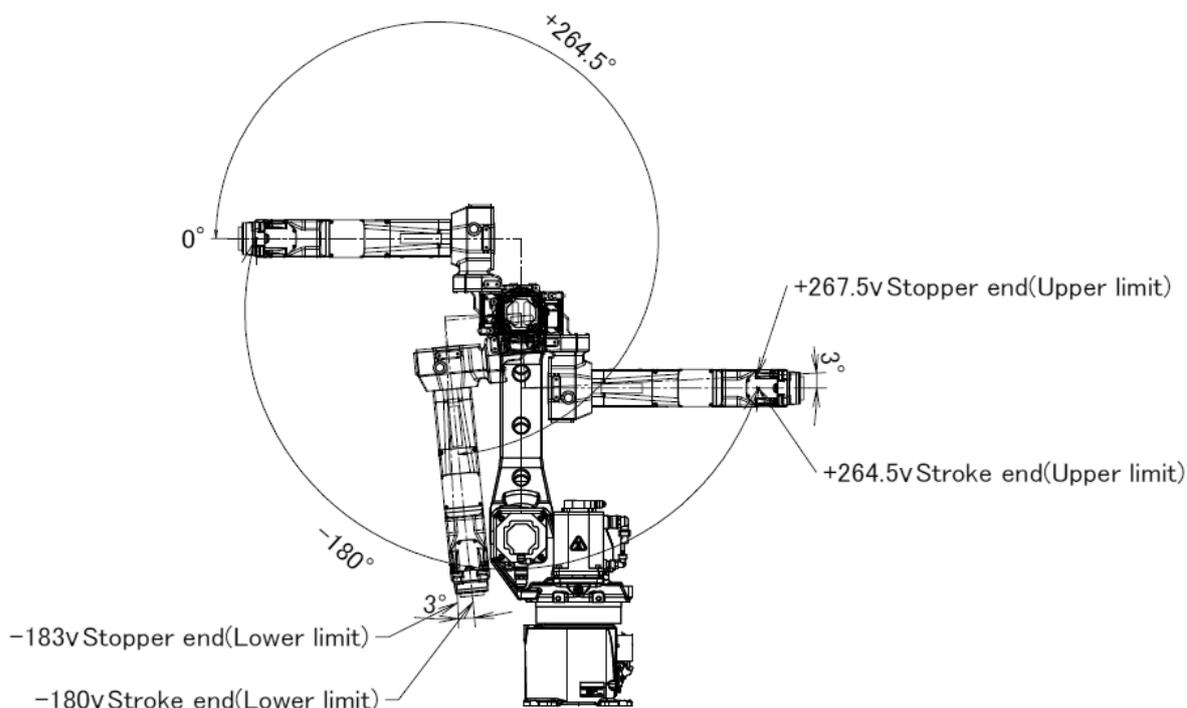


Рисунок 9.6 – Пределы перемещения элемента оси J3 (для моделей ARC Mate 100iC и ARC Mate M-10iA)

Программные настройки ограничений перемещения по осям позволяют задать верхний и нижний пределы перемещений в градусах. Ограничения могут быть заданы для всех осей робота и приведут к остановке его движения при

выходе за ограничения, если робот откалиброван.

Основные технические характеристики манипулятора инструмента робота FANUC Robot ARC Mate 100iC приведены в таблице 9.1.

Таблица 9.1 – Технические характеристики манипулятора инструмента робота FANUC Robot ARC Mate 100iC

Параметры		Характеристика	
Модель		ARC Mate 100iC	
Тип		Шарнирно-сочлененный	
Количество осей		6 осей (J1, J2, J3, J4, J5, J6)	
Диапазон перемещений	Ось J1	Верхний предел / Нижний предел	180°/–180°
	Ось J2		160°/–90°
	Ось J3		264,5°/–180°
	Ось J4		190°/–190°
	Ось J5		190°/–190°
	Ось J6		360°/–360°
Максимальная скорость	Ось J1	210°/с	
	Ось J2	190°/с	
	Ось J3	210°/с	
	Ось J4	400°/с	
	Ось J5	400°/с	
	Ось J6	600°/с	
Максимальная нагрузка	На запястье	3 кг	
	На ось J3	12 кг	
Тип привода		Электрический сервопривод с двигателями переменного тока	
Стабильность позиционирования		±0,08 мм	
Вес манипулятора		130 кг	

Порядок настройки программного ограничения перемещений на пульте управления роботом, подсоединенном к контроллеру:

- 1) нажать клавишу «MENU» (МЕНЮ);
- 2) выбрать пункт системных настроек «SYSTEM» (СИСТЕМНЫЕ);
- 3) нажать «F1» или «TYPE» (ТИП);
- 4) выбрать пункт «AXIS LIMITS» (ОГРАНИЧЕНИЕ ОСЕЙ);
- 5) после этого появится окно настроек перемещений (рисунок 9.7);

6) необходимо ознакомиться с особенностями перенастройки ограничений перемещений: нули указывают на то, что данные оси у робота отсутствуют, поэтому их изменять не требуется; при ограничении диапазона перемещений робота по оси J1 не следует полагаться только на программные ограничители; одновременно с ними нужно использовать механические стопоры, чтобы избежать повреждения периферийного оборудования и травмирования персонала; в этом случае устанавливаемые программные ограничения должны

совпадать с ограничениями, которые заданы механическими стопорами;

7) перевести курсор к оси, для которой нужно задать ограничение;

8) ввести новое значение, используя цифровые кнопки на пульте управления;

9) повторить пп. 7 и 8 для ввода всех необходимых ограничений;

10) выключить контроллер и включить его снова, чтобы новые настройки вступили в силу.

System Axis Limits				JOINT 100	1/16
AXIS	GROUP	LOWER	UPPER		
1	1	-150.00	150.00		dg
2	1	-60.00	75.00		dg
3	1	-110.00	50.00		dg
4	1	-240.00	240.00		dg
5	1	-120.00	120.00		dg
6	1	-360.00	360.00		dg
7	0	0.00	0.00		mm
8	0	0.00	0.00		mm
9	0	0.00	0.00		mm

[TYPE]

Рисунок 9.7 – Окно настроек ограничения перемещений отдельных осей манипулятора

Порядок работы с манипулятором

Ознакомьтесь с конструкцией манипулятора инструмента робота FANUC Robot ARC Mate 100iC (рисунок 9.8).

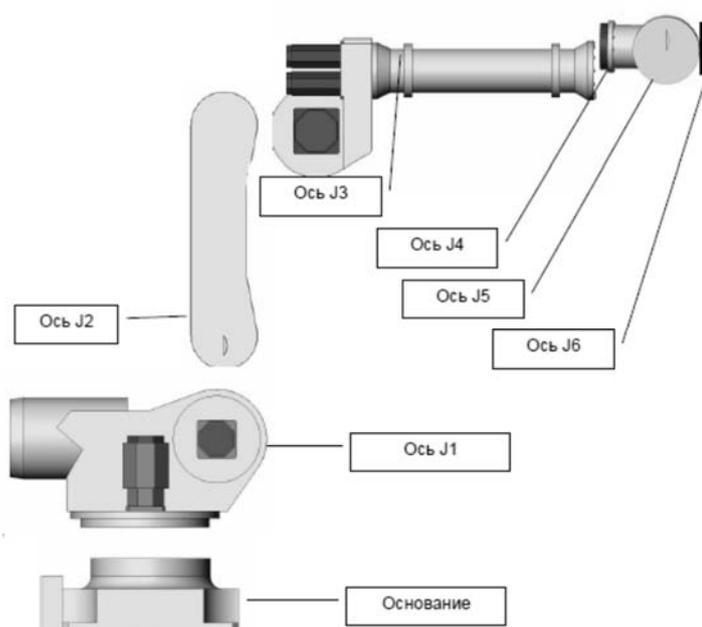


Рисунок 9.8 – Манипулятор инструмента робота FANUC Robot ARC Mate 100iC

Ознакомьтесь с панелью и пультом управления контроллера робота FANUC Robot ARC Mate 100iC (рисунок 9.9).



Рисунок 9.9 – Контроллер с пультом управления робота FANUC Robot ARC Mate 100iC

Включить контроллер робота FANUC Robot ARC Mate 100iC (тумблер сверху слева).

Взять в руки пульт управления роботом и включить его (на пульте тумблер сверху слева переключить из положения «OFF» в положение «ON»).

Примерно через 15...20 с произойдет загрузка контроллера и в верхней части дисплея пульта появится изображение с индикацией ошибки «FAULT».

Держа пульт двумя руками, с минимальным усилием одновременно зажать желтые вытянутые кнопки (на обратной стороне пульта), после чего большим пальцем левой руки нажать клавишу «RESET». Произойдет характерный щелчок внутри корпуса контроллера и на дисплее пульта ошибка «FAULT» исчезнет.

Контроллер готов к работе. Кнопки на обратной стороне пульта можно отпустить при поиске меню или субменю, а также при создании или переименовании программ и систем координат. Однако при необходимости перемещений или запуска программ на отработку следует заново сбрасывать вновь появившуюся ошибку «FAULT» и держать хотя бы одну кнопку с обратной стороны пульта нажатой.

После загрузки контроллера (15...20 с) на пульте управления нажать последовательно «MENU» / «SYSTEM» / «F1» / «AXIS LIMITS» и сфотографировать появившееся окно настроек перемещений осей робота.

Далее на пульте управления осуществить перенастройку программного ограничения перемещений по осям J4 и J6 (оси работают без механических стопоров). **Пределы перемещений спросить у преподавателя!!!**

Выключить контроллер.

Через 10 с включить контроллер и после его загрузки с помощью манипуляционных клавиш (осевого вращения) пульта управления найти для осей J4 и J6 нулевую точку, а также проверить обновленные ограничения перемещения

соответствующих осей (работать в системе координат JOINT FRAME).

Далее на пульте управления осуществить перенастройку программного ограничения перемещений по осям J4 и J6 в исходное состояние (значения смотреть по фотографии). Проверить результат перенастройки.

Пульт управления выключить.

Контроллер выключить.

Список литературы

- 1 **Кочергин, А.И.** Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учебное пособие для вузов / А. И. Кочергин. – Минск: Вышэйшая школа, 1991. – 382 с. : ил.
- 2 Технология машиностроения: учебное пособие в 2 ч. Ч. 2: Высокоэффективные технологии и оборудование современных производств / Под ред. А. А. Жолобова. – Минск: РИВШ, 2020. – 480 с. : ил.
- 3 **Жолобов, А. А.** Программирование процессов обработки поверхностей на станках с ЧПУ: учебное пособие / А. А. Жолобов, Ж. А. Мрочек, А. М. Федоренко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – 339 с.
- 4 Технология изготовления деталей на станках с ЧПУ : учебное пособие / Ю. А. Бондаренко [и др.]. – Старый Оскол : ТНТ, 2011. – 292 с.
- 5 FANUC Series 0i-MODEL F. Руководство по эксплуатации. Общее для системы токарного станка и системы многоцелевого станка. – В-64604RU/01.
- 6 Металлорежущие станки: учебник / В. Д. Ефремов [и др.]; под общ. ред. П. И. Ящерицына. – Старый Оскол: ТНТ, 2012. – 696 с.
- 7 **Сергель, Н. Н.** Технологическое оборудование машиностроительных предприятий : учебное пособие / Н. Н. Сергель. – Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2013. – 732 с. : ил.
- 8 **Харченко, А. О.** Металлообрабатывающие станки и оборудование машиностроительных производств: учебное пособие / А. О. Харченко. – 2-е изд. – Москва: Вузовский учебник; ИНФРА-М, 2020. – 260 с.
- 9 **Сергель, Н. Н.** Металлорежущие станки: учебное пособие в 2 ч. / Н. Н. Сергель. – Барановичи: БарГУ, 2009. – Ч. 1. – 257 с.
- 10 **Сергель, Н. Н.** Металлорежущие станки: учебное пособие в 2 ч. / Н. Н. Сергель. – Барановичи: БарГУ, 2009. – Ч. 2. – 257 с.
- 11 **Ящерицын, П. И.** Металлорежущие станки: учебник / П. И. Ящерицын, В. Д. Ефремов; под общ. ред. А. И. Кочергина. – Минск: БГАТУ, 2001. – 446 с.
- 12 **Попилов, Л. Я.** Основы электротехнологии и новые ее разновидности / Л. Я. Попилов. – Ленинград: Машиностроение, 1971. – 216 с.
- 13 Технологическое обеспечение машиностроительного производства: учебное пособие / Под ред. Ж. А. Мрочека. – Москва: ИКТИ РАН, 2013. – 462 с.