

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Курганский государственный университет»

Кафедра «Технология машиностроения, металлорежущие
станки и инструменты»

**Анализ конструкции и модернизация привода подачи
токарного станка с ЧПУ**

Методические указания
к выполнению лабораторной работы
для студентов специальности 220301, 151001

Курган 2013

Кафедра: «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты»

Дисциплина: «Оборудование автоматизированного производства»

Составил: канд. техн. наук, доц. В.Л. Рохин.

Утверждены на заседании кафедры «15» мая 2013 г.

Рекомендованы методическим советом университета «21» июня 2013 г.

ВВЕДЕНИЕ

Привод подач станков с ЧПУ предназначен для перемещения рабочих органов станка при отработке заданных в программе движений. К нему предъявляются высокие требования по параметрам: точности позиционирования, жёсткости, быстроходности, скорости разгона рабочего органа и т.д. Например, у современных станков скорости холостого хода достигают 60 м/мин, ускорение разгона до скорости холостого хода до 5м/сек, жесткость 500-800 н/мкм. При этом в элементах привода, таких как винт-гайка (шариковинтовая пара), подшипниках винтовой пары, в редукторах, недопустимы зазоры и для повышения жёсткости создаются натяги.

У металлорежущих станков, длительное время находившихся в эксплуатации, происходит постепенный износ элементов привода: витков резьбы винта и гайки, подшипников, зубчатых колёс редуктора. Происходит потеря станком точности, и требуется ремонт привода.

В настоящее время на рынке появились элементы привода с повышенными техническими характеристиками: новыми высокомоментными двигателями, шариковинтовыми парами, датчиками обратной связи, подшипниками, блоками управления двигателями и т.д. Поэтому предприятия, эксплуатирующие станки, предпочитают во время ремонта проводить модернизацию станка, добиваясь улучшения его технических характеристик.

При выполнении лабораторной работы студентам необходимо изучить компоновку привода станка 16Б16Т1, конструкцию его основных элементов, по заданным данным произвести необходимые расчёты для выбора двигателя. Из представленных в альбоме спецификаций выбрать новые элементы (шариковинтовую пару, подшипники, сильфонную муфту, измерительный преобразователь). Разработать эскизы компоновки модернизированного привода, на эскизах поставить размеры выбранных элементов. По указанию преподавателя рассчитать дополнительные характеристики привода.

Порядок выполнения работы

Вся необходимая для работы информация содержится в таблицах, на чертежах и рисунках методических указаний. На рисунке 1 показана структура привода подач современного станка. Необходимо рассмотреть структуру привода, обратить внимание на способ крепления двигателя 1 к корпусу подшипника 2; понять как корпуса подшипников 1 и 2 будут крепиться к станине станка. Важно изучить чертежи привода подач, приведённые на рисунке 2. Обратить внимание на то, как показываются на чертежах подшипники, муфта, двигатель, что предусмотрено в конструкции привода для недопущения самоотвинчивания гаек: изучить, какие требования предъявляются к приводу (пункты 1-5).

На стенде станка 16Б16 Т1 надо внимательно изучить реальную конструкцию привода этого станка. Здесь надо обратить внимание на то, как крепится привод к станине станка, как закрепляется гайка в корпусе и как корпус гайки прикрепляется к каретке суппорта, где устанавливается измерительный преобразователь (датчик обратной связи).

Далее необходимо выполнить конструкторскую работу: разработать эскизы крепления привода к станине станка. Требования к эскизу: эскиз выполняется от руки с соблюдением масштаба (предпочтительный масштаб 1:1). Из эскиза должно быть понятно, как двигатель прикрепляется к корпусу подшипника, как корпус подшипника прикрепляется к станине, а корпус гайки к каретке суппорта. Необходимо проставить габаритные и присоединительные размеры, диаметр, длину резьбовой части и шаг ходового винта.

После выполнения этой работы необходимо приступить к выбору новых элементов привода для замены старых. Замена подлежат двигатель, шариковинтовая пара (ШВП), муфта, соединяющая ротор двигателя с цапфой ходового винта, подшипники ШВП, муфта ДОС.

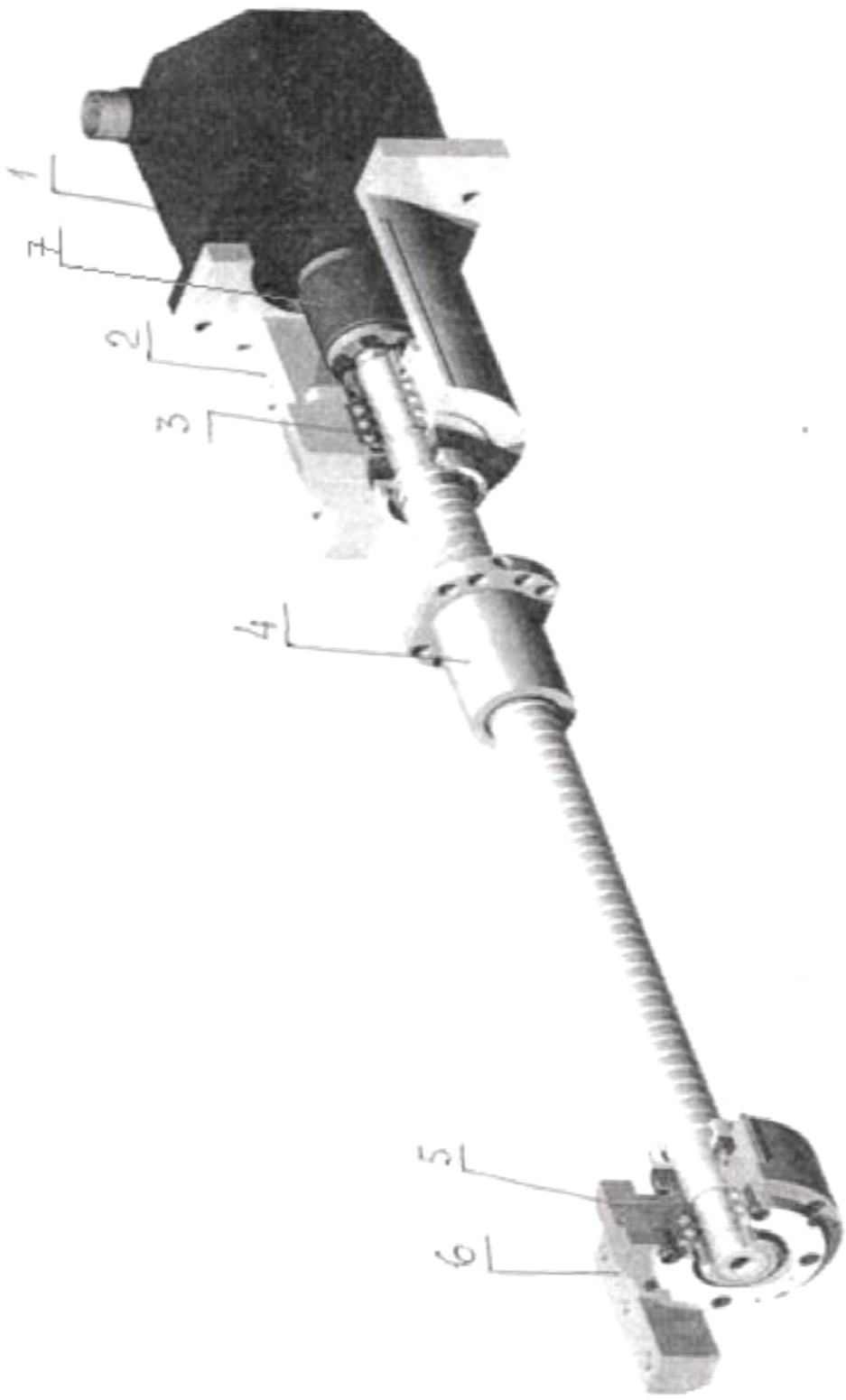
Выбор ШВП производят по спецификации, представленной на рисунке 6, с учётом размеров винта станка 16Б16Т1, гайки этого винта и необходимости установки на винт подшипников и муфт. На цапфы ходового винта необходимо установить подшипники роликовые комбинированные. Их характеристики и размеры приведены на рисунке 8. Эскизы цапф с установленными подшипниками и необходимыми размерами следует привести в отчёте. Необходимо выбрать присоединительную сильфонную муфту, начертить эскиз, проставить размеры (рисунок 9).

Следующий этап работы – выбор электродвигателя. Выбранный Вами двигатель должен по своим характеристикам превосходить старый. Характеристики новых двигателей приведены в таблицах на рисунках 10-11. При выборе двигателя необходимо определить его крутящий

момент. Формулы для расчётов приведены в приложении 1. Момент, приведённый к валу двигателя, зависит от усилия подачи Q (задаётся преподавателем), шага винта P_v (измеряется на станке), КПД привода принимается равным 0,9. По приведённому моменту подбирается двигатель, так чтобы его номинальный момент был не меньше приведённого. Спецификации двигателей серии Н-СН... приведены на рисунке 11. После этого необходимо проверить динамические характеристики, в частности, сможет ли двигатель разогнать суппорт станка до скорости холостого хода за время примерно равное 0,2 секунды. Для расчёта момента сопротивления привода, возникающего в период разгона, используется формула 5 в приложении А. После определения приведённого момента разгона, его сравнивают с максимальным моментом, который может развить двигатель (рисунок 11). Если максимальный момент двигателя равен или превышает момент сопротивления разгона, приведённый к двигателю, то выбор двигателя можно считать законченным. Далее необходимо определить присоединительные и габаритные размеры двигателя, начертить (упрощённо) его эскиз и проставить размеры.

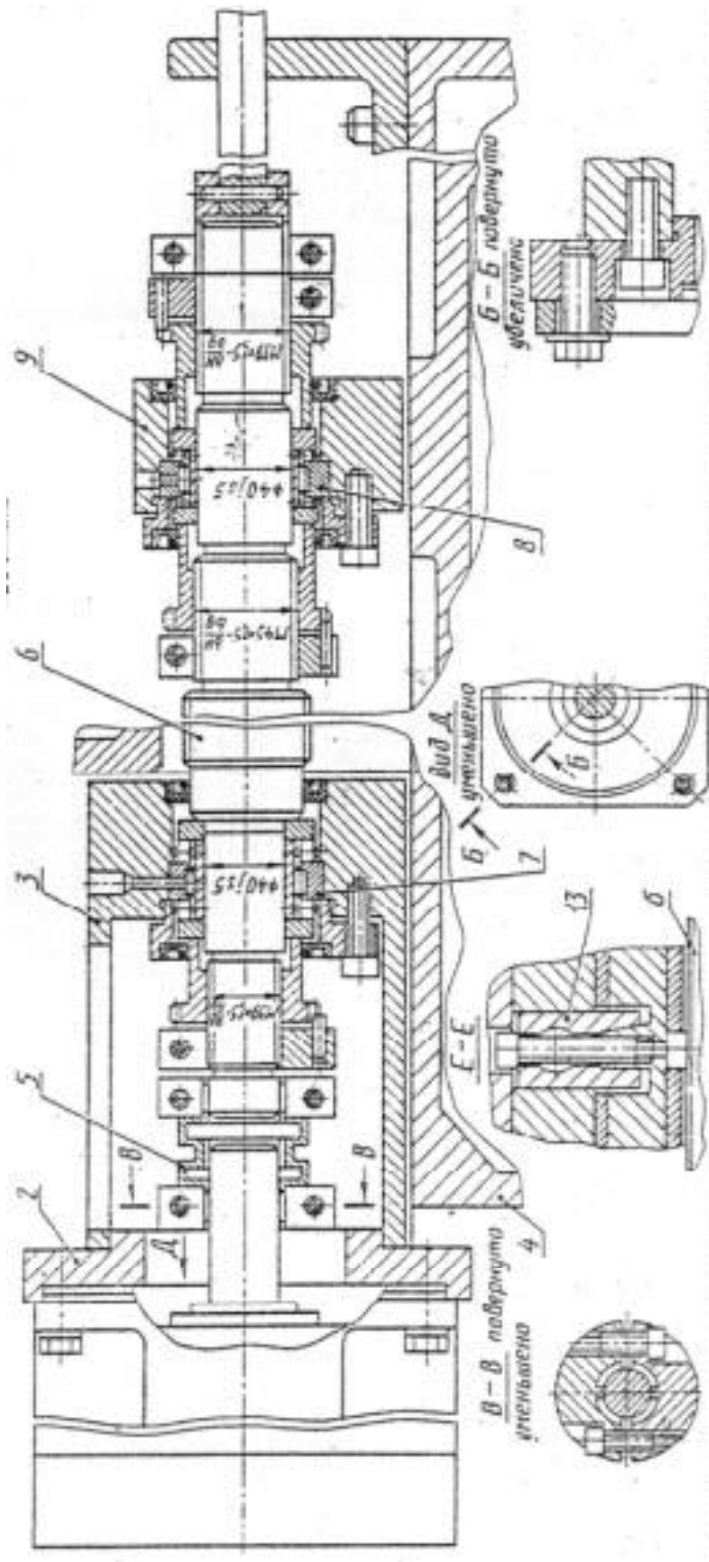
На последнем этапе работы выбирается муфта для крепления датчика обратной связи. Диаметр ротора датчика принять равным 10 мм.

Отчёт по работе должен включать название и цель работы, эскизы крепления привода к станине, эскизы элементов привода с указанием присоединительных и габаритных размеров (цапфы ШВП и гайки, подшипник, муфта), произведённые расчёты. Необходимо знать ответы на вопросы: как отрегулировать гайку в ШВП и комбинированные подшипники, как разобрать и собрать привод подачи и его отдельные элементы. На отдельных листах необходимо привести эскизы компоновки корпусов подшипников ШВП на станине станка.

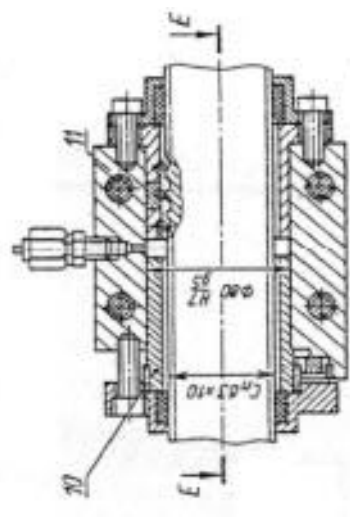


1- высокомоментный двигатель; 2 - корпус подшипника с фланцем для крепления двигателя;
3,5 - шариковые радиально-упорные подшипники; 4 - шариковая гайка; 6 - корпус заднего подшипника;
7- муфта (На рисунке не показан датчик обратной связи)

Рисунок 1 – Общая структура привода подачи станка с ЧПУ

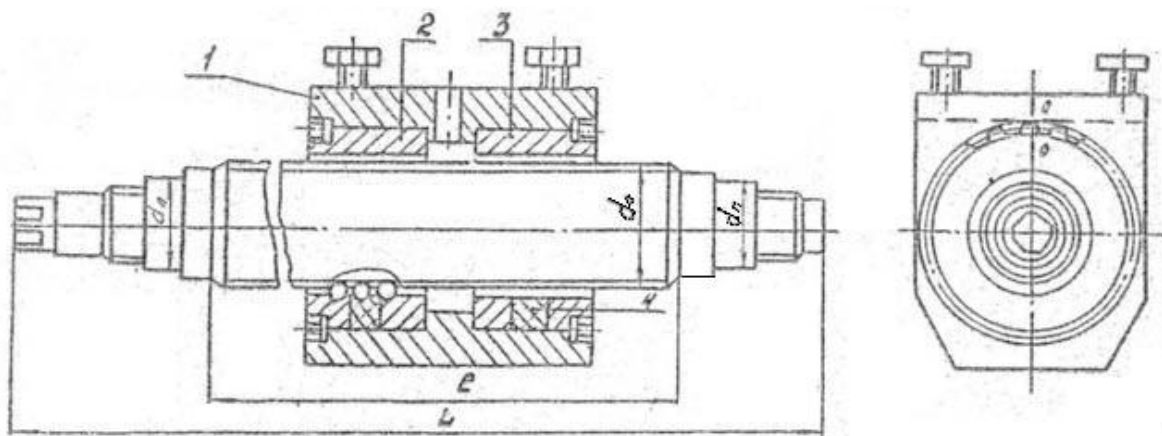


- Требование к приводу:
- 1 Непараллельность оси ходового винта относительно направляющих станины в вертикальных и горизонтальных плоскостях – не более 0,02 мм на длине 1000 мм.
 - 2 Осевое биение ходового винта – не более 0,003 мм.
 - 3 Несовпадение осей гайки ходового винта и подшипников – не более 0,02 мм.
 - 4 При регулировке подшипников обеспечить суммарную осевую жесткость не менее 1,2 кН/мм; при этом момент на гайках не должен превышать 43,5 Н*м.
 - 5 Крутящий момент холостого хода ходового винта – не более 5 Н*м.



- 1 - двигатель высокомоментный;
- 2 - фланец;
- 3 - корпус подшипника с прикрепленным к нему фланцем 2 и двигателем 1;
- 4 - станина;
- 5 - сильфонная муфта;
- 6 - ходовой винт, работающий вместе с шариковой гайкой 10;
- 7,8 - комбинированные роликовые подшипники;
- 9 - корпус заднего подшипника.

Рисунок 2 – Привод продольного перемещения суппорта станка модели 1720ПФ30



1. Допускаемая размерность шариков $\pm 0,001$ мм; 2 – вращение винта должно быть плавным, без заеданий; 3 – на обоих торцах корпуса и гаек нанести нулевые риски, соответствующие, нулевому зазору; 4 – за счет углового поворота гаек в зубчатых венцах корпуса обеспечить осевой натяг 0,027 мм; 5 – осевое упругое перемещение относительно винта при действии нагрузки $Q = 300$ кг не более 0,004 мм в направлении приложенной силы; 6 – перед установкой винтовой пары на станках внутреннюю полость гайки заполнить смазкой УС ГОСТ 1033-51; 7 – момент холостого хода пары, собранной с предварительным натягом – 2,3-3,0 кг*см на всей длине винта

Рисунок 3 – Передача винт – гайка качения в сборе (основные требования)

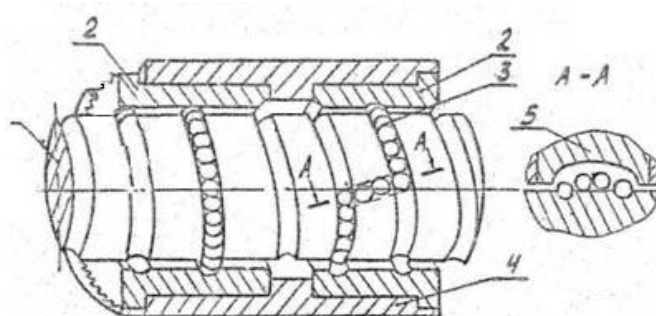


Рисунок 4 – Схема передачи винт – гайка качения

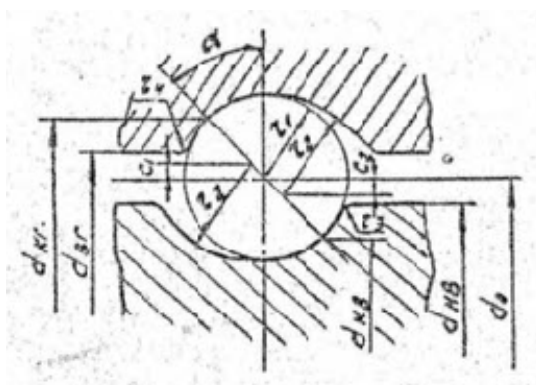


Рисунок 5 – Полуциркульный профиль сечения резьбы.

Комментарии к рисункам 4 и 5

На рисунках 4 и 5 показаны эскизы шариковинтовой пары. Профиль резьбы витков винта и гайки- полукруглый (рисунок 5). Шарика ШВП катятся по виткам резьбы витка и гайки, образуя замкнутое кольцо шариков в каждой полугайке 2 (рисунок 4). Возврат шариков в канавку винта осуществляется путём их переката через наружный диаметр винта по вкладышу 5. В каждой полугайке создают от двух до шести замкнутых колец (витков) шариков. Набор шариков в полугайках и передаёт нагрузку с винта на гайку, осуществляя преобразование вращательного движения винта в поступательное движение гайки. В спецификации, приведенной на рисунке 6, указано, сколько замкнутых витков шариков создано в ШВП каждого типоразмера (см. графу «Число нагруженных оборотов»). В ШВП трение скольжения заменяется трением качения, что существенно уменьшает коэффициент трения, увеличивает долговечность передачи и, главное, конструкция передачи обеспечивает возможность устранять зазоры и регулировать величину натягов в ШВП.

Регулировка натяга ШВП осуществляется путём смещения витков резьбы полугаек 2 относительно витков винта. Для этого необходимо повернуть одну полугайку относительно другой вокруг оси. Величина (угол) поворота отсчитывается по количеству зубцов, на которое повернули одну из полугаек, зубцы видны на полугайках 2 (рисунок 4). В основных требованиях к передаче винт- гайка качения указывается величина натяга и способ его получения (рисунок 3).

Очень важным требованием к передаче ШВП является требование к её жесткости. От жёсткости зависит величина упругих деформаций в стыках между шариками и витками резьбы и, следовательно, погрешность обработки. Величина жёсткости указывается в требованиях к ШВП (см. спецификацию на рисунке 6). Иногда вместо жёсткости ШВП указывают величину упругих деформаций (см. п.5 на рисунке 3).



Спецификация шариковых винтов с фланцевыми гайками

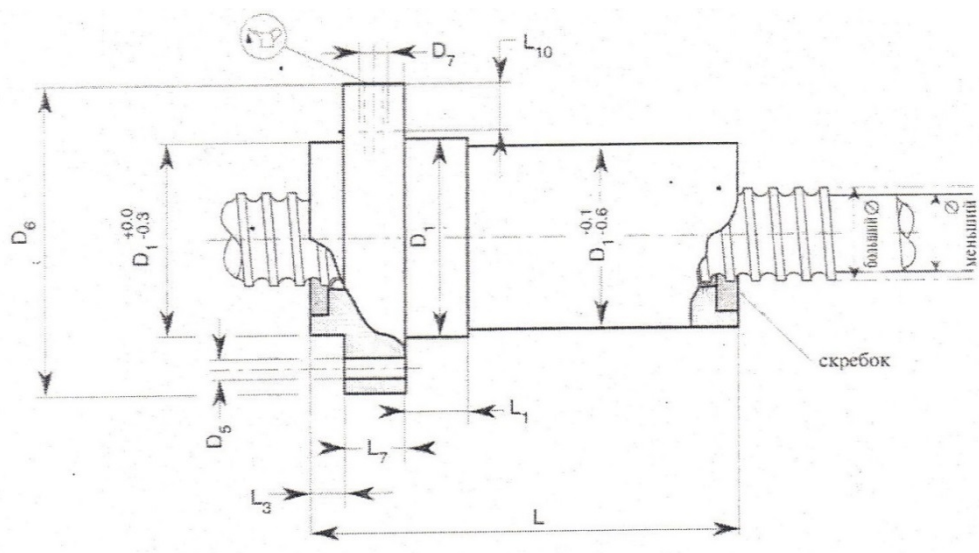
Стандартные фланцевые гайки и винты

- Варианты с преднатягом и без преднатяга.
- Отличная жесткость.
- Наивысшая прецизионность.

Метрическая серия

Ном. диам. [мм]	Шаг [мм]	Тип гайки	Протокольные данные				Размеры винта				
			Динам.нагрузочная способность (C _d)[кН]	Стат.нагрузочная способность (C _{ст})[кН]	Мин. жесткость [кН/мм]	Макс. люфт [мм]	Число нагруженных оборотов	Основной Ø [мм]	Неосновной Ø [мм]	Макс.длина [мм]	Вес винта [кг/]
16	5	FL	6,7	7,2	0,16	0,00	2+2	15,6	12,7	3000	1,2
20	5	FL	11,5	15,5	0,30	0,00	3+3	19,6	16,7	4000	2
25	5	FL	12,6	15,5	0,38	0,00	3+3	24,6	21,7	5000	3,3
32	5	FL	19,3	36,4	0,60	0,00	4+4	31,6	28,7	6000	5,6
32	10	FL	26,4	39	0,49	0,00	3+3	31,6	27,1	6000	5,3
40	5	FL	64,9	59,2	0,89	0,00	5+5	39,6	36,7	6000	9
40	10	FL	26,3	109	0,94	0,00	4+4	39,6	34	6000	8,3
50	10	FL	66,4	134,3	1,18	0,00	4+4	49,5	43	6000	13,5
63	10	FL	93,8	229,7	1,74	0,00	5+5	62,5	56,9	6000	22
80	10	FL	121,9	375	2,45	0,00	6+6	79,5	73,9	6000	36,4

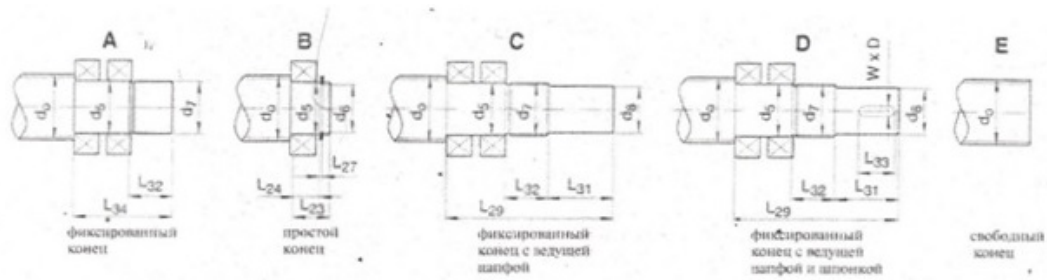
Рисунок 6 – Шариковинтовая пара «винт–гайка качения». Основные параметры



Продолжение рисунка 6

Таблица 1 – Размерная спецификация шариково-винтовых гаек (шариковые гайки с фланцами)

Ном.д иам.	Шаг P _{h0} [мм]	Тип гайки	Размеры гаек [мм]										Масса гайки [кг][lbm]		Диам.ш арикаD _w [мм]
			D1 g6	D4	D5	D6 h12	L Ø1	L1 9+ 29	L3 -0.5	L7 h13	L8 h13				
16	5	FL	28	38	5.5	48	55	10	5.5	10	40	0.21	0.46	3.500	
20	5	FL	36	47	6.6	58	68.5	10	5.5	10	44	0.38	0.84	3.500	
25	5	FL	40	51	6.6	62	69.5	10	6	10	48	0.38	0.84	3.500	
32	5	FL	50	65	9	80	83	10	6	12	62	0.72	1.59	3.500	
32	10	FL	50	65	9	80	105.5	16	6	12	62	0.82	1.81	5.556	
40	5	FL	63	78	9	93	97	10	7	14	70	1.3	2.87	3.500	
40	10	FL	63	78	9	93	142	16	7	14	70	1.5	3.31	7.144	
50	10	FL	75	93	11	110	144	16	7	16	85	2.2	4.85	7.144	
63	10	FL	90	108	11	125	166	16	7	18	95	3.3	7.28	7.144	
80	10	FL	105	125	13.5	145	192	16	9	20	110	4.3	9.48	7.144	

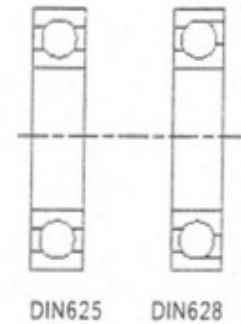


спецификация стандартных концевых цапф [мм]

d_0	d_5 j_6	d_6	d_7	d_8 h_7	L_{23}	L_{24}	L_{27} h_{13}	L_{29}	L_{30}	L_{31}	L_{32}	L_{34}	$W \times L_{33} \times D$
16	12	11.5	M12x1.0	10	10.5	8	1.1	59	35.5	25	10	33	3x18x1.8
20	15	14.0	M15x1.0	12	13	9	1.1	62	48	35	12	37	4x27x2.5
25	20	19.0	M20x1.0	16	16	12	1.3	86	61	45	14	41	5x36x3
32	25	23.9	M25x1.0	20	19	15	1.3	104	74	55	17	49	6x45x3.5
40	30	28.6	M30x1.0	25	21	16	1.6	117	85	64	17	53	8x50x4
50	40	37.5	M40x1.0	36	25	18	1.85	143	96	78	21	65	10x63x5
63	50	47.5	M50x1.0	40	27	20	2.0	169	127	100	25	70	12x78x5
80	60	57.5	M60x1.0	50	29	22	2.15	201	149	120	30	81	14x100x5.5

Подшипники и стопорные гайки для рекомендованных концевых опор

d_0 [мм]	Концевая цапфа тип В: DIN 625	Концевая цапфа типы А, С: DIN 628	Стопорная гайка: DIN 631
16	6001	7301 В	КМ 1
20	6002	7302 В	КМ 2
25	6004	7204 В	КМ 4
32	6205	7305 В	КМ 5
40	6206	7306 В	КМ 6
50	6208	7308 В	КМ 8
63	6210	7310 В	КМ 10
80	6212	7312 В	КМ 12



Ориентация концевых цапф

исполнение концов

Р - М - 25 - 05 - 009 - FK - Z1 - А - Е

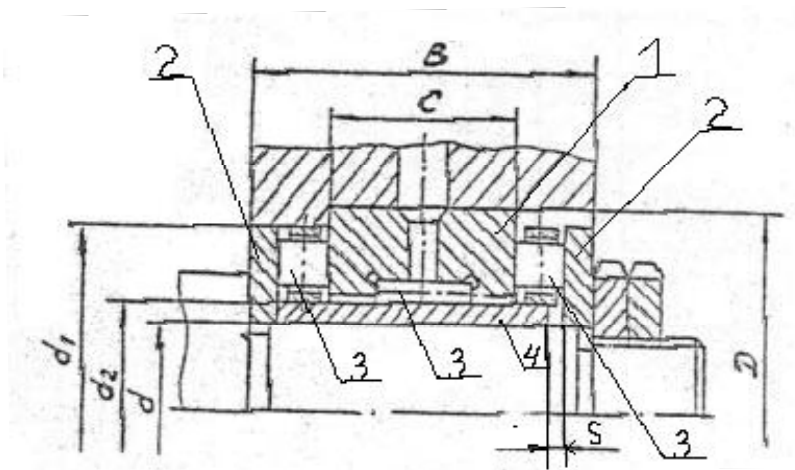
первый конец | второй конец

Стандартная концевая цапфа

А=фиксированный конец
 В=простой конец
 С=фиксированный конец с ведущей цапфой
 D= фиксированный конец с ведущей цапфой и шпонкой
 Е=свободный конец

Замечание: шариковая гайка устанавливается, как показано на рисунке.

Рисунок 7 – Стандартно-концевые цапфы ходовых винтов



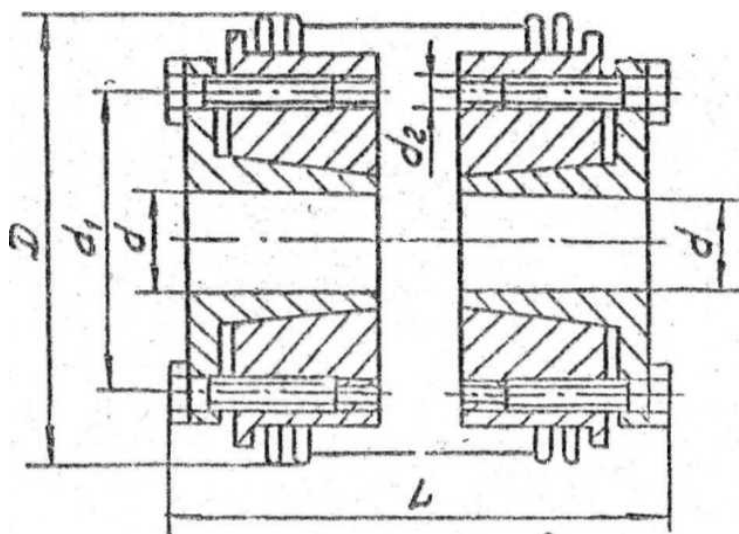
Обозначение подшипников	Размеры, мм							Грузоподъемность, Н				n, об/мин	\bar{j}_a Н/мм
								радиальная		осевая			
								динамич.	статич.	динамич.	статич.		
	d	d ₂	D	d ₂	B	C	S	C	C _{ог}	C _a	C _{од}		
Серия диаметров 7													
504704	20	42	52	25	46	16	0,003	12900	12100	27500	31000	7000	2100
504705	25	47	57	30	50	20	0,003	19600	19300	28000	33000	6000	2500
504706	30	52	62	35	50	20	0,003	21200	22100	31500	40000	5500	2803
504707	35	60	70	40	54	20	0,003	22600	24800	43000	54000	4800	2800
504708	40	55	75	45	54	20	0,003	23500	27500	45500	61000	4400	3000
504709	45	70	80	50	60	25	0,003	33000	39000	47600	67000	4000	4000
504710	50	76	90	55	60	25	0,003	34000	42000	62000	96000	3600	5000
Серия диаметров 9													
504904	20	52	62	30	60	20	0,604	19600	19300	54000	60000	6000	3000
504905	25	62	72	35	60	20	0,004	21200	22100	55000	65000	4900	3000
504906	30	68	80	40	66	20	0,005	22300	24800	74000	85000	4400	3100
504907	35	73	85	45	66	20	0,005	23900	27500	81000	100000	4100	3200
504908	40	78	90	50	75	25	0,005	33000	39000	84400	107000	3800	3400
504909	45	90	105	55	82	25	0,005	34300	41700	124000	157000	3300	4000
504910	50	95	110	60	82	25	0,005	35800	45600	126000	162000	3100	4100
504911	55	100	115	65	82	25	0,005	37800	49000	126000	173000	2900	4200
504912	50	105	120	70	82	25	0,005	37800	46600	132000	183000	2700	4200
504913	65	110	125	75	82	25	0,005	46100	53000	136000	194000	2600	4300
504914	70	115	130	80	82	25	0,005	47600	61000	140000	205000	2500	4500

Примечание: При смазывании подшипника консистентной смазкой значения \bar{j}_a умножить на 0,25.

1 – неподвижное кольцо; 2 – подвижные кольца; 3 – ролики; 4 – регулировочная втулка; S - регулировочный зазор

Рисунок 8 – Основные размеры и технические характеристики комбинированных роликовых подшипников (по ГОСТ 25290-84)

Подшлифовкой торца втулки 4 добиваются нужной величины зазора S и, следовательно, необходимой величины натяга и жесткости подшипника (см. требование в пункте 4 рисунка 2).



Размеры втулок, мм

Исполнение втулки	Посадочный диаметр		d_2
	d_{min}	d_{max}	
A ₁	18	22.5	M6
A	22	28.5	M6
B	28.5	35	M8
C	35	41,5	M8
D	41.5	48	M10
E	46	55	M12

Параметры сильфонных муфт

Тип муфты	Исполнение втулок	M_n, H^*M	M_{max}, H^*M	$J_M, кг\cdot м^2$	Размеры, мм		
					L	D	d_1
KSS8	A ₁ ; A; B	80	160	0,0005	93	82	50
KSS10	A ₁ ; A; B	100	200	0,0012	96	90	50
KSS17	A; B	170	340	0,0006	97	82	50
KSS20	A; B	200	400	0,0014	97	90	50
KSS27	A; B; C	270	540	0,0026	116	101	62
KSS32	A; B; C	320	640	0,0028	116	101	62
KSS52	C; D	520	1040	0,0038	127	122	70
KSS62	C; D; E	620	1240	0,0108	129	132	80

Рисунок 9 – Сильфонные муфты и их технические характеристики

Сильфонную муфту подбирают, ориентируясь на передаваемые крутящие моменты M_n и M_{max} и диаметры d . Один диаметр устанавливают на ротор двигателя, а другой – на цапфу ходового винта (диаметры d_8 , рисунок 6).

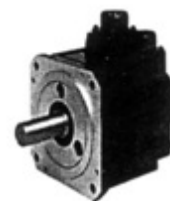
● Серводвигатели для осей подачи



серия HA-N
(средняя инерция)
0.5–9.0 кВт ~ 2000 об/мин
0.05–7.0 кВт ~ 3000 об/мин



серия HA-NL
(малая инерция)
11.0–15.0 кВт ~ 2000 об/мин



серия HC/HC-H
(средняя инерция, компактный)
0.5–11.0 кВт ~ 2000 об/мин
0.5–11.0 кВт ~ 3000 об/мин

● Серводвигатели для вспомогательных осей



серия HC-R
(ультрамалая инерция,
компактный)
1.0–5.0 кВт ~ 3000 об/мин



серия HA-FF
(низкая инерция,
малая мощность)
0.05–0.6 кВт



серия HC-SF
(средняя инерция,
средняя мощность)
0.5–3.5 кВт



серия HC-MF
(ультранизкая инерция,
малая мощность)
0.05–0.75 кВт



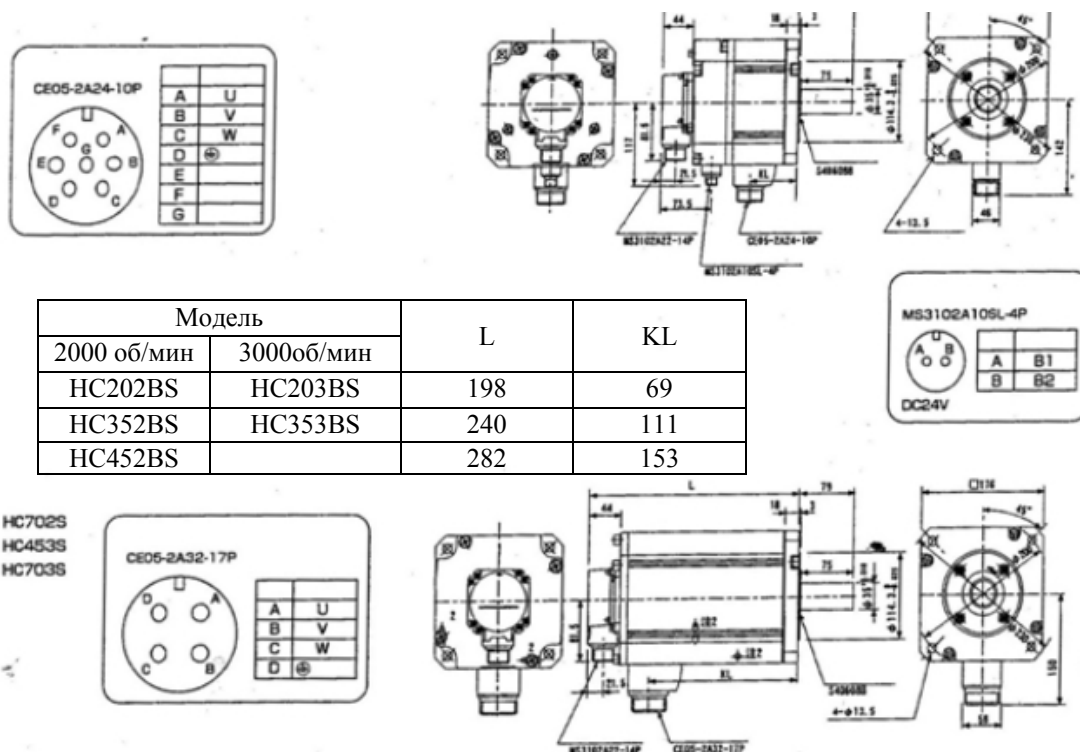
серия HC-RF
(низкая инерция,
средняя мощность)
1.0–2.0 кВт

Рисунок 10 – Высокомоментные двигатели

В приводах подачи применяются высокомоментные двигатели, под которыми понимаются двигатели постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов. Эти двигатели способны работать с большим перегрузочным моментом. Номинальная частота вращения около 1000 об./мин, они способны повышать ее до 2500 об/мин за счет кратковременного повышения напряжения на якоре. Минимальная скорость вращения ротора 0,1÷1 об./мин. Поэтому эти двигатели связывают с ходовыми винтами напрямую, без редукторов. Технические параметры двигателей приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Технические характеристики двигателей (средняя инерция, компактная компоновка, тип НС-Н...)

Серия серводвигателей		Серия НС – средняя инерция (номинальная скорость 2000 об/мин)							
		Инкрементальный: НС*-Е51/-Е42. Абсолютный: **-А51/-А42							
Модель	Серводвигатель	НС-	Н152	Н202	Н352	Н452	Н702	Н902	Н102
	Спецификация	Сервопривод	МДС-СН-V1/2-	20	20	35	45	70	90
Характеристики длительного режима	Номинальная выходная мощность (кВт)		1.5	2.0	3.5	4.5	7.0	9.0	11.0
	Номинальный ток (А)		3.8	5.0	8.4	10.6	15.5	18.0	26.6
	Ток удержания (А)		4.3	6.3	10.9	15.8	20.2	29.4	55.8
	Номинальный момент (Н·м)		7.4	9.5	17.0	21.5	33.4	42.9	42.6
	Момент удержания (Н·м)		9.0	12.0	22.0	31.9	49.0	70.0	110.0
Номинальная скорость вращения (об/мин)			2000						2500
Максимальная скорость вращения (об/мин)			2000						2500
Максимальный ток (А)			23.8	23.8	31.8	47.7	63.6	71.0	124.0
Максимальный момент (Н·м)			35.3	41.7	58.0	87.5	120	170.0	230.0
Энергопотребление при номинальном моменте (кВт/с)			54.2	30.0	67.0	81.0	117.0	89.8	100.0
Кратковременное угловое ускорение (рад/с ²)			40200	15900	16000	17700	14500	9500	8700
Момент инерции ротора (x10 ⁻⁴ кг·м ²)			10.1	30.2	42.9	57.0	95.0	215.0	270.0
Момент инерции ротора с тормозом (x10 ⁻⁴ кг·м ²)			11.6	32.1	47.9	62.0	101.0	239.0	294.0
Рекомендуемый момент инерции на валу двигателя			Высокоскоростное, высокоточное оборудование – момент инерции ротора x 2 и менее. Прочие станки – момент инерции ротора x 3 и менее. Прочее оборудование – момент инерции ротора x 5 и менее						



Модель		L	KL
2000 об/мин	3000 об/мин		
НС202BS	НС203BS	198	69
НС352BS	НС353BS	240	111
НС452BS		282	153

Модель		L	KL
2000 об/мин	3000 об/мин		
	НС453S	234	148
НС702BS	НС703S	297	211

Рисунок 11 – Размерные параметры двигателей типа НС

Преобразователь с цельным выходным валом.

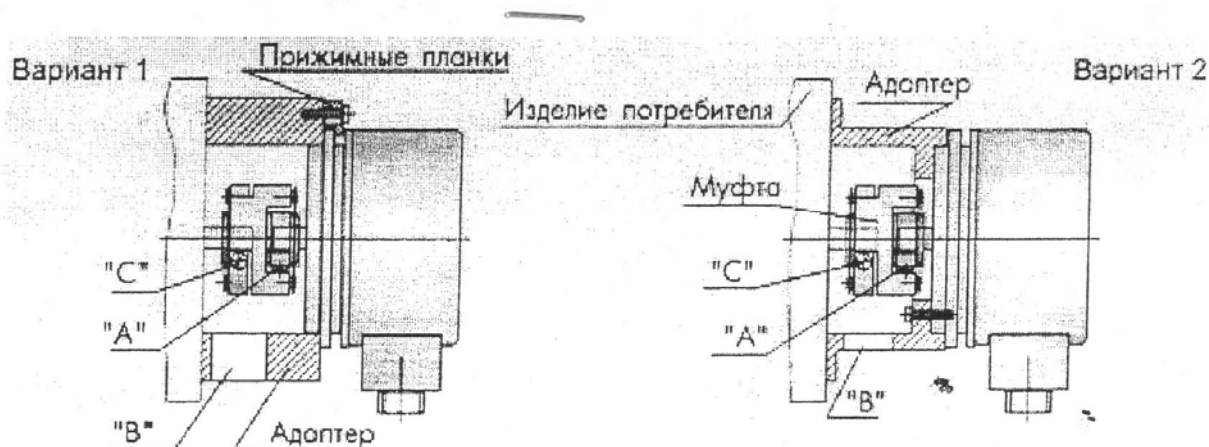


Рисунок 12 – Крепление преобразователя с цельным выходным валом

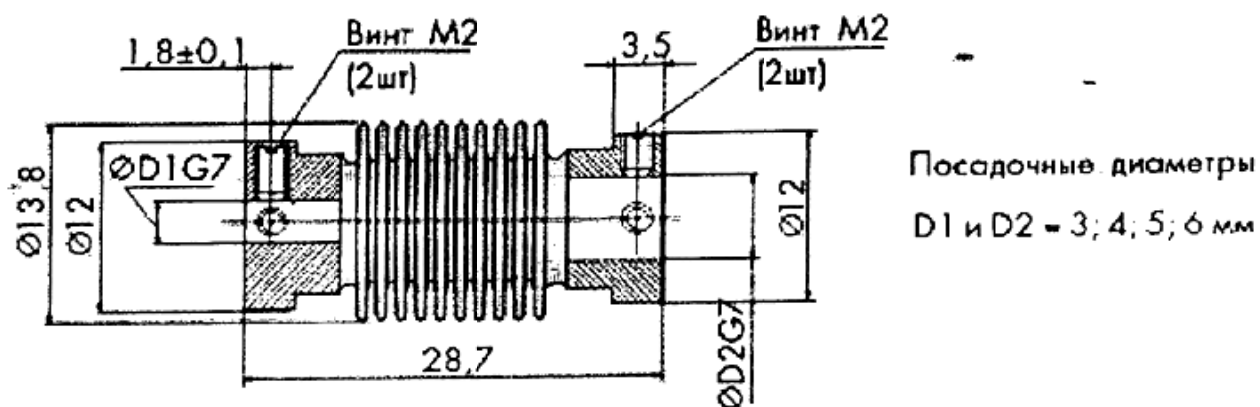
Рекомендуемый порядок монтажа преобразователя на изделие потребителя:

- закрепить муфту на валу преобразователя винтом «А»;
- с помощью планок и винтов (вариант 1) или только винтов (вариант 2) установить преобразователь на адаптере;
- винтом «С» через паз «В» в адаптере зафиксировать муфту на валу потребителя;
- закрепить адаптер на изделии заказчика;

Преобразователи (датчики обратной связи) связывается с ходовым винтом с помощью муфты (рисунок 12). Прикрепляются преобразователи к корпусу подшипника шариковинтовой пары с помощью специально проектируемого адаптера.

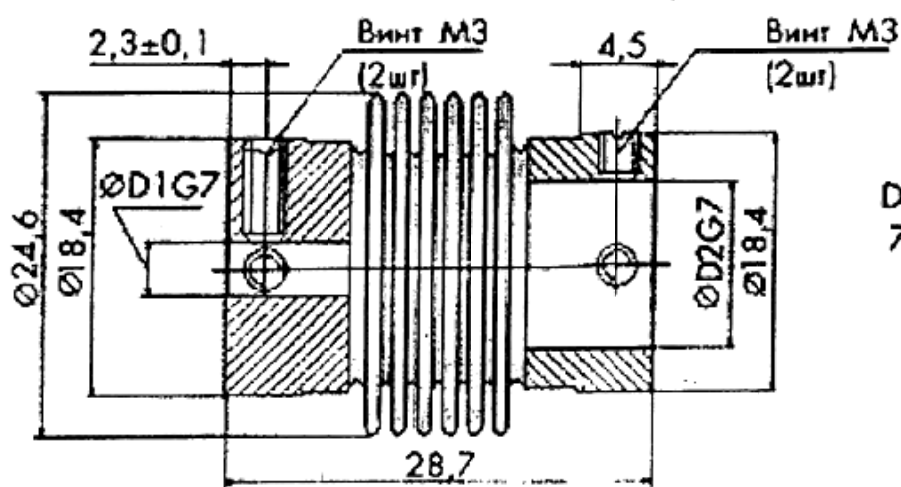
Таблица 3 – Муфты сильфонные ЛИР-814,825

Тип муфты	ЛИР-814	ЛИР-825
Ошибка передачи вращения (при радиальном смещении осей не более 0,1 мм и угловом наклоне осей 0,09°)	±25	±10
Жесткость к кручению, Н м/рад	40	130
Допустимый момент вращения, Н*м	≤0,1	≤0,1
Допустимое радиальное смещение осей, мм	≤0,2	≤0,3
Допустимы наклон осей, град	≤1,0	≤1,0
Допустимое осевое смещение, мм	≤0,5	≤1,0
Момент инерции, кг * м ²	2,5*10 ⁻⁷	1,8*10 ⁻⁷
Максимальная скорость вращения, об/мин	12000	12000
Масса муфты (не более), кг	0,012	0,035



Посадочные диаметры
D1 и D2 = 3; 4; 5; 6 мм

Муфта ЛИР - 814



Посадочные диаметры
D1 и D2 = 4; 5; 6;
7; 8; 9; 10; 12 мм

Муфта ЛИР - 825

Рисунок 13 – Сильфонные муфты для связи ходового винта ШВП с датчиком

После подбора всех элементов привода, начертить их эскизы с указанием присоединительных размеров. Выполнить разрезы в несобранных эскизах опор ШВП. Примеры выполнения разрезов показаны на рисунках 14 и 15.

На эскизах поставить размеры выбранных элементов (там где стоят размерные линии).

Расчетные данные зависимости, необходимые для определения параметров привода подачи, приведены в приложении А.

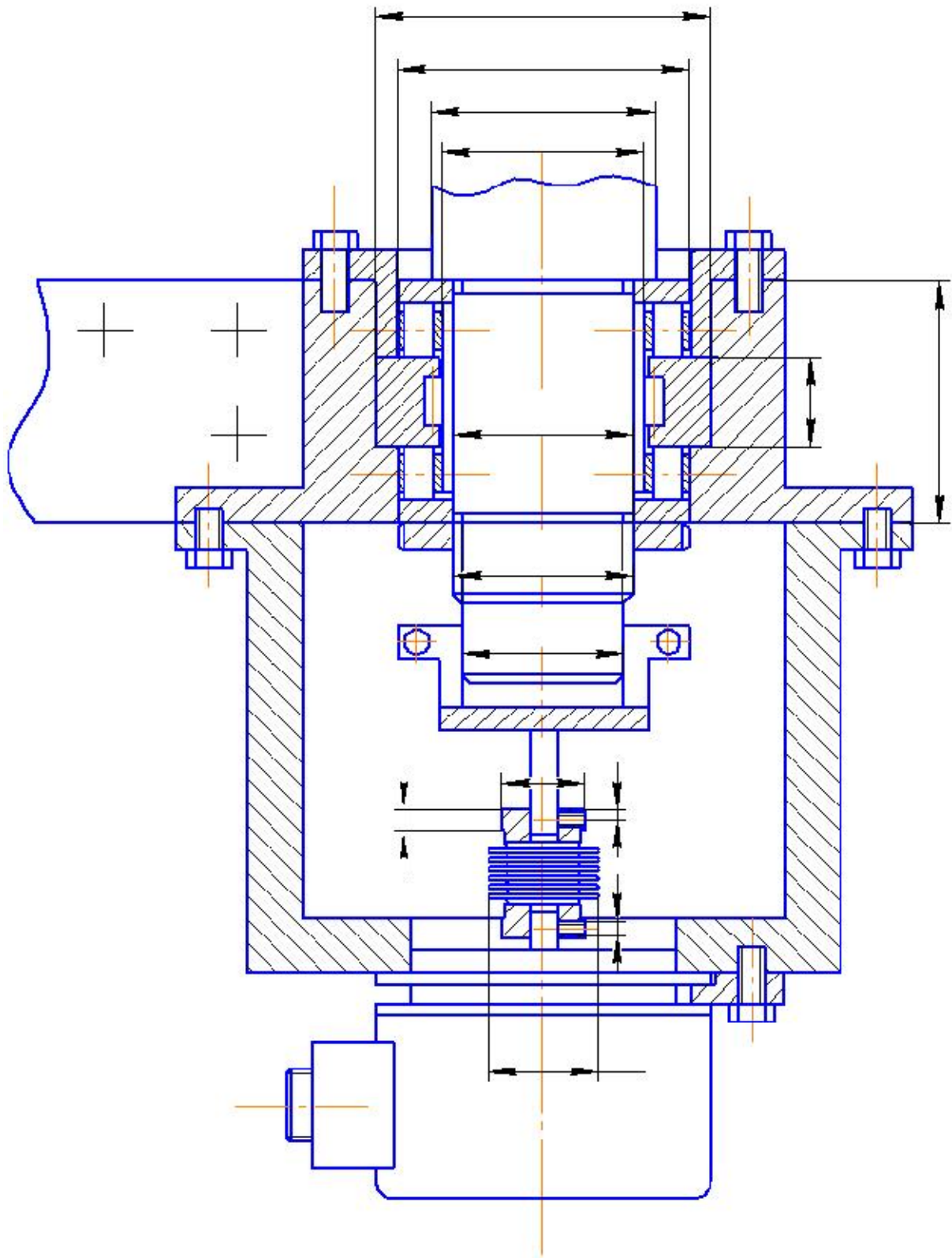


Рисунок 14 – Пример выполнения реза задней опоры ходового винта

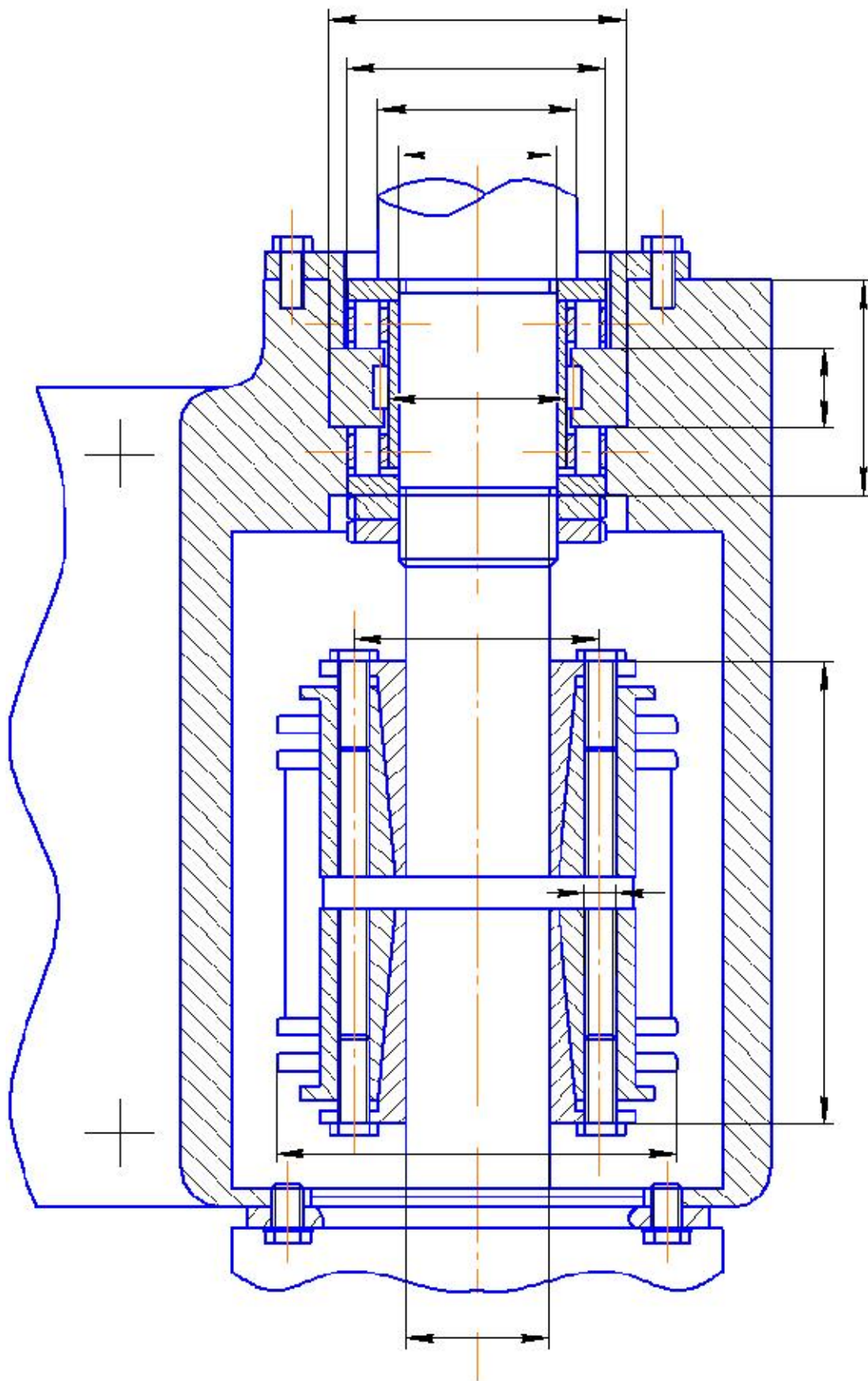


Рисунок 15 – Пример выполнения резца передня опора винта

**Технические расчеты при проектировании привода подач
станков с ЧПУ**

Привод подач является одним из важнейших механизмов станка, оказывающим большое влияние на точность обработки. Основные требования к приводу:

- высокая статическая жесткость, обеспечивающая минимальные упругие деформации $\Delta_{упр}$ под действием осевой силы Q_{max} ;
- отсутствие зазоров в шариковинтовой паре (ШВП), в подшипниках опор, в редукторе (если таковой имеется);
- малый момент инерции механических элементов привода, приведенный к валу двигателя (этот момент не должен превышать двух значений моментов инерции ротора двигателя, если требуется обеспечить высокую скорость холостых ходов суппорта).

1 Определение крутящего момента $M_{кр}$, который необходимо приложить к ходовому винту, чтобы преодолеть усилие сопротивления:

$$M_{кр} = 0,177 \cdot Q_{max} \cdot P_{\epsilon}, \quad (1)$$

где Q_{max} - максимальная осевая сила, приложенная к винту и необходимая для преодоления сил резания и трения (определяется по паспорту станка), [Н];

P_{ϵ} - шаг ходового винта (о паспорту), [м].

Значение $M_{кр}$ используется для предварительного выбора двигателя в приводе подач. Необходимое условие:

$$\frac{M_{кр}}{\eta \cdot u} \leq M_{дв.ном}, \quad (2)$$

где η - КПД привода подач, $\eta \approx 0,9$;

u – передаточное число редуктора, установленного между двигателем и ходовым винтом (если редуктора нет, то $u=1$).

2 Определение моментов инерции подвижных элементов привода подач

2.1 Суппорт (стол) станка

$$J_c = \frac{m_c \cdot P_{\epsilon}^2}{4\pi^2 \cdot U^2} [\text{кг} \cdot \text{м}^2], \quad (3)$$

где m_c - масса суппорта (задается);

P_{ϵ} - шаг ходового винта (м);

U - передаточное число редуктора.

2.2 Ходовой винт

$$J_{\epsilon} = \frac{m_{\epsilon} \cdot d_0^2}{8 \cdot U^2} [\text{кг} \cdot \text{м}^2], \quad (4)$$

где m_e - масса винта (кг) рисунок 6;

d_0 - диаметр винта (м).

2.3 Момент инерции муфты J_m (по паспорту)

2.4 Момент инерции двигателя $J_{дв}$ (по паспорту)

2.5 Момент на двигателе, необходимый для разгона привода

$$M_{дв.пр} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30 \cdot T_M \cdot \eta} \cdot (J_c + J_e + J_m + J_{дв}) + \frac{\mu \cdot G_c \cdot P_e}{2\pi \cdot U \cdot \eta} + \frac{M_{xx} + M_T}{U \cdot \eta_p}, \quad (5)$$

где $n_{дв}$ - частота вращения двигателя при движении суппорта на холостом ходу

$$\left(n_{дв} = \frac{V_{xx} \cdot U}{P_e} \right);$$

$$T_M = 0,2 - \text{постоянная времени} \left(T_M = \frac{V_{xx}}{a}, a = 0,8 \div 1,5 \frac{м}{с^2} \right);$$

η - КПД привода (0,9 ÷ 0,8);

G_c - вес суппорта $G = 3000 \div 8000 Н$ определяется приблизительно, с учётом известных данных аналогичных станков или задаётся преподавателем;

$\mu = 0,005 \div 0,2$ - коэффициент трения в направляющих, для направляющих скольжения принять $\mu=0,2$;

M_{xx} - момент холостого хода ШВП (рассчитывается или берется из паспортных данных ШВП, рисунок 2), $Н \cdot м$;

$M_T = 3 \div 5 Н \cdot м$ - момент трения в уплотнениях и подшипниках.

Момент, развиваемый двигателем в период разгона $M_{дв.мах}$, должен быть не меньше момента сопротивления разгона, приведенного к валу двигателя, т.е.

$$M_{дв.мах} \geq M_{дв.пр} \quad (6)$$

$M_{дв.мах}$ берется из паспортных данных двигателя (в некоторых источниках его называют «динамическим моментом» двигателя).

3 Определение ресурса ШВП

Под доверительным ресурсом ШВП понимается период работы (час), когда 90% шариков не изношена и продолжает работать нормально.

Для расчета доверительного ресурса необходимо иметь график частот вращения ШВП и график нагрузки.

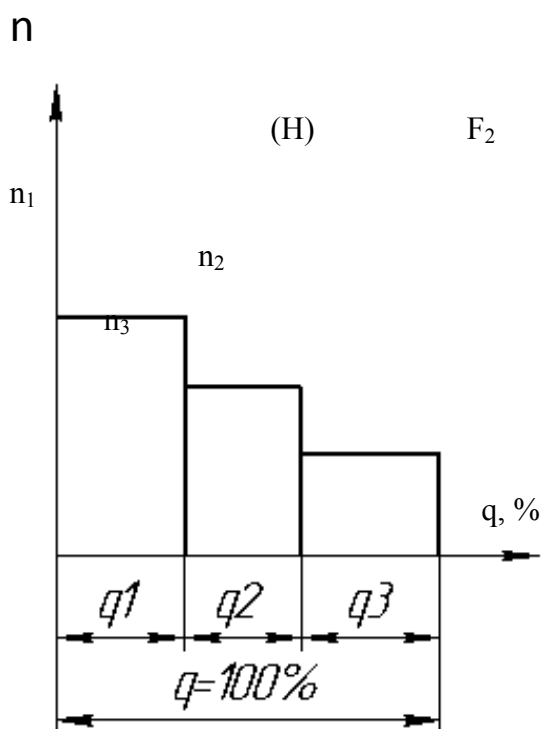


Рисунок А1 – График частот вращения

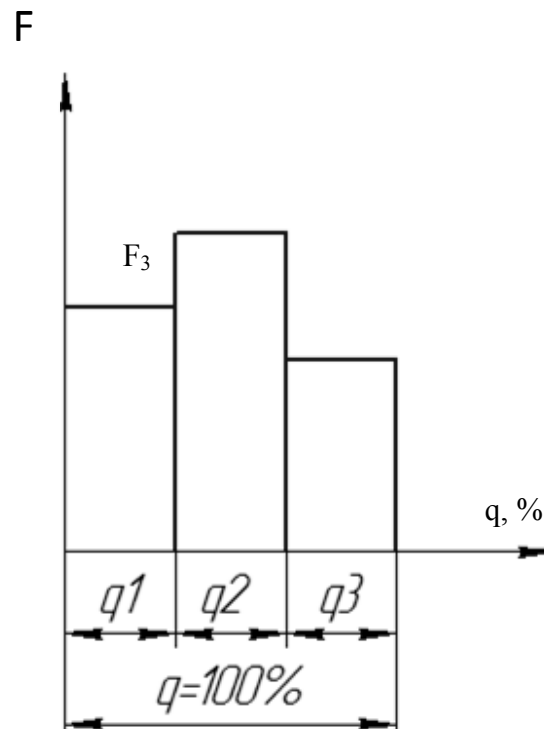


Рисунок А2 – График осевой нагрузки

n_1, n_2, n_3 – число оборотов ШВП при холостом ходе, черновой и чистовой обработке, об/мин;

F_1, F_2, F_3 – осевая сила, действующая на ходовой винт при холостом ходе, черновой и чистовой обработке, Н.

Значения F_1, F_2, F_3 не превышают Q_{\max} – максимально допустимой силы, действующей на винт. Q_{\max} указывается в паспорте станка.

3.1 Расчёт эквивалентной частоты вращения ШВП (об/мин):

$$n_{\text{экв}} = n_1 \cdot \frac{q_1}{100} + n_2 \cdot \frac{q_2}{100} + n_3 \cdot \frac{q_3}{100}, \quad (7)$$

где
$$n_1 = \frac{V_{xx}}{P_e}, \frac{\text{об}}{\text{мин}}; n_2 = \frac{S_{\text{Мчерн}}}{P_e}, \frac{\text{об}}{\text{мин}}; n_3 = \frac{S_{\text{Мчист}}}{P_e}, \frac{\text{об}}{\text{мин}},$$

n_1 – число оборотов винта при совершении суппортом холостого хода;

n_2, n_3 – число оборотов винта при черновой и чистовой обработке.

– скорость холостого хода суппорта, м/мин;

$S_{\text{Мчерн}}, S_{\text{Мчист}}$ – минутная (мм/мин) подача суппорта при черновой и чистовой обработке.

Для станков средних размеров минутная черновая подача находится в пределах $S_{\text{Мчерн}}=400 \div 800$ мм/мин, а чистовая $S_{\text{Мчист}}=100 \div 300$ мм/мин.

- шаг ходового винта (из паспорта станка).

Принять: $q_1=10\%$; $q_2=60\%$; $q_3=30\%$.

V_{xx} - из паспорта станка; P_6 - из паспорта станка.

3.2 Расчёт эквивалентной осевой силы резания

$$F_{\text{экв}} = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{n_1}{n_{\text{экв}}} \cdot \frac{q_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{n_2}{n_{\text{экв}}} \cdot \frac{q_2}{100} + F_3^3 \cdot \frac{n_3}{n_{\text{экв}}} \cdot \frac{q_3}{100}}, \quad (8)$$

где F_1, F_2, F_3 - силы резания при ускоренном ходе суппорта, при черновой и чистовой обработке, Н.

Приближенно можно принять: $F_1=0,2Q_{\text{max}}$, $F_2=0,9Q_{\text{max}}$,

$F_3=0,3Q_{\text{max}}$, $q_1=10\%$, $q_2=60\%$, $q_3=30\%$.

Значения n_1, n_2, n_3 определяют из графика частот вращения.

3.3 Расчёт доверительного ресурса

Значение доверительного ресурса, выраженного количеством оборотов винта.

$$L_{10} = \left[\frac{C_D}{F_{\text{экв}}} \right]^3 * 10^6 \text{ (оборотов)}, \quad (9)$$

3.4 Значение доверительного ресурса, выраженного в часах работы ШВП

$$L_{h10} = \frac{L_{10}}{n_{\text{экв}} * 60} \text{ (часов)}, \quad (10)$$

C_D - уровень динамической нагрузки, которую выдерживает ШВП (см. таблицу на рис.6).

Ресурс ШВП должен быть не ниже 5000÷10000 часов работы.

4 Определение критической скорости вращения ШВП

При монтаже винта возникают погрешности установки винта в подшипниках, гайки на суппорте, имеет место эксцентриситет между осью винта и осью подшипников. Эти погрешности вызывают гармонические колебания винта при больших частотах вращения. Поэтому необходимо установить предельно допустимую (критическую) скорость вращения винта.

$$n_{кр} \approx \frac{14 * 10^4}{d_0} \left[\frac{\text{об}}{\text{мин}} \right], \quad (11)$$

где d_0 – диаметр ходового винта, мм.

Рекомендуемая максимальная скорость вращения винта:

$$n_{кррек} = 0,8 * n_{кр} * f_{кр} \left[\frac{\text{об}}{\text{мин}} \right], \quad (12)$$

где $f_{кр}$ – коэффициент, учитывающий условия монтажа винта.

При установке винта:

- на двух фиксирующих опорах – $f_{кр}=2,2$;
- на одной фиксирующей (второй конец свободный) $f_{кр}=0,356$;
- на одной фиксирующей и второй поддерживающей $f_{кр}=1,56$.

Под фиксирующей опорой понимают такую, которая удерживает винт как в осевом, так и в радиальном направлении. Поддерживающая опора – это, как правило, радиальный шарикоподшипник или подшипник скольжения, воспринимающий только радиальную нагрузку.

Условие работоспособности ШВП по критической скорости:

$$n_{\text{мах.ход.винта}} \leq n_{\text{кр рек}}.$$

5 Определение критической сжимающей силы

Сжимающая нагрузка (сила, направленная вдоль оси винта) стремится изогнуть стержень винта. Чтобы избежать этого, необходимо увеличивать его диаметр.

Критическая сжимающая сила:

$$F_{кр} = \frac{1,017 * 10^5 * d^4}{l^2} [H]. \quad (13)$$

Рекомендуемая максимальная сила:

$$F_{рек} = 0,8 * F_{кр} * f_c [H], \quad (14)$$

где $d=0,5(d_0+d_3)$, мм, $d_3=d_0-D_w$, мм,

l – длина хода гайки по винту [мм],

f_c – нагрузочный коэффициент, учитывающий условия монтажа винта.

Значение коэффициента f_c зависит от схемы закрепления ходового винта в подшипниках: если винт закреплен одним концом – $f_c=0,356$; винт закреплен одним концом, а второй поддерживается радиальным подшипником – $f_c=1,56$; винт закреплен двумя концами – $f_c=2,27$.

Номинальный диаметр ходового винта (d_0) задаётся преподавателем, а диаметры шариков в ШВП (D_w) приведены в таблице 1 размерных параметров ШВП.

6 Расчёт осевой жесткости шариковинтовой пары

При действии осевой силы в контакте шариков с витками резьбы винта и гайки возникают упругие деформации, которые приводят к погрешностям при

обработке деталей. Поэтому необходимо определить значения упругих деформаций ШВП и сравнить их с допустимыми значениями.

$$j_{ШВП} = \frac{j_c * j_{ВГmin}}{j_c + j_{ВГmin}}, \quad (15)$$

где $j_{ВГmin}$ – минимальная жесткость стыка «шарик – дорожки качения» (приведены в таблице на рис. 6), [кН/мкм];
 j_c – жесткость стержня винта, [кН/мкм].
 Жесткость стержня винта зависит от способа его закрепления.

6.1 Винт закреплен одним концом:

$$j_c = \frac{A * E}{l_1 * 10^3}, \text{ [Н/мкм]}, \quad (16)$$

где $E=2,1*10^5 \text{ Н/мм}^2$ – модуль упругости материала;
 l_1 – расстояние от опоры винта до гайки, максимально удаленной от опоры, [мм];
 A – площадь винта, мм.

6.2 Винт закреплен двумя концами:

$$j_c = \frac{A * E}{l_2 * 10^3} * \frac{l}{l - l_2}, \text{ [Н/мкм]}, \quad (17)$$

где l – длина винта;

l_2 – расстояние от опоры винта до гайки, принять $l_2 = 0,5 * l$.

Таблица А1–Площадь поперечного сечения стержня винта

d_0 , мм	32		40		50	63	80	
P , мм	5	10	5	10	10	10	10	20
A , мм ²	723	685	1155	1075	1705	2823	4650	4412

7 Определение величины упругих деформаций ШВП

Величина упругих деформаций ШВП в осевом направлении равна:

$$\Delta_{ос} = \frac{Q_{max}}{j_{ШВП}}, \quad (18)$$

где Q_{max} – наибольшая допустимая осевая сила на ходовом винте, Н.

Значение жёсткости ШВП ($j_{ШВП}$) приведено в таблице на рисунке 6 для каждого значения номинального диаметра винта.

Для диаметров ходовых винтов $d_0=32\div 63$ мм при силе $Q_{max} \leq 5000$ Н – допустимая величина $\Delta_{ос}$ лежит в пределах $10\div 20$ мкм.

Рохин Владимир Леонидович

**Анализ конструкции и модернизация привода подачи
токарного станка с ЧПУ**

Методические указания
к выполнению лабораторной работы
для студентов специальности 220301.65, 151001.65

Редактор О.Г.Арефьева

Подписано в печать 11.12.13	Формат бумаги 60x84 1/16	Бумага тип. №1
Печать цифровая	Усл. печ. л. 1,75	Уч.-изд. л. 1,75
Заказ 212	Тираж 22	Не для продажи

Редакционно-издательский центр КГУ.
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25.
Курганский государственный университет.