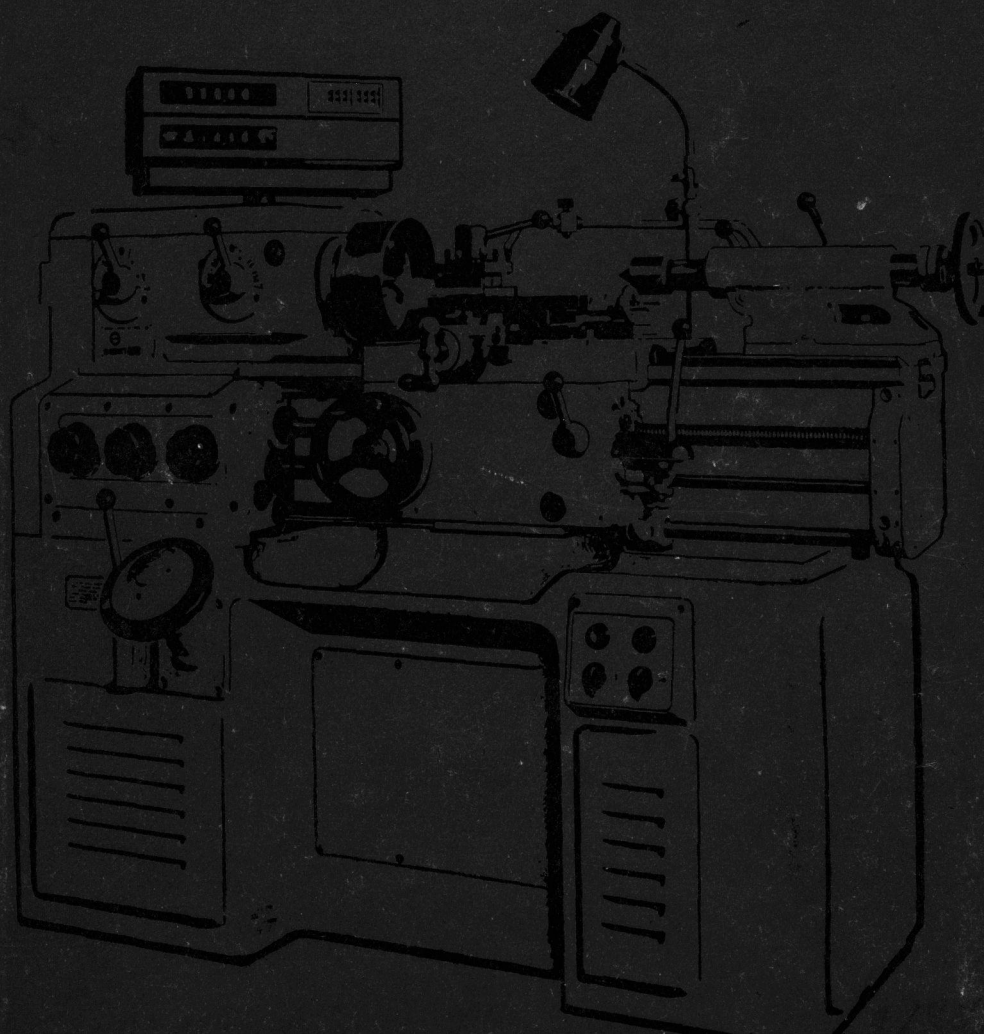


ТОКАРНЫЕ СТАНКИ

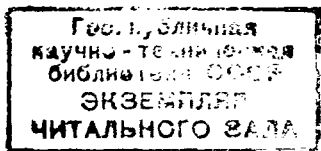


ТОКАРНЫЕ СТАНКИ

КОНТРОЛЬНЫЙ
ЭКЗЕМПЛЯР



Москва
МАШИНОСТРОЕНИЕ
1973



73 - 21377

Токарные станки. М., «Машиностроение», 1973, 282 с.

В книге рассмотрены конструкции современных токарных станков и их кинематические схемы, направления совершенствования станков этого типа с учетом требований, предъявляемых к ним эксплуатацией, условиями сборки и испытаний станков; описаны различные модификации токарных станков; приведены качественные показатели работы станков, в том числе вопросы виброустойчивости и мероприятия по их улучшению. Приведено описание токарных станков с числовым программным управлением.

Книга предназначена для инженерно-технических работников машиностроительных заводов, а также может быть полезна для конструкторов-станкостроителей и мастеров ремонтных служб.

Табл. 24, ил. 186, список лит. 75 назв.

Авторы книги: А. А. Модзелевский, А. А. Муштинкин,
С. С. Кедров, А. М. Соболев и Ю. П. Завгородний

Рецензент инж. И. М. Шахрай

В решениях XXIV съезда КПСС по дальнейшему развитию народного хозяйства в девятой пятилетке предусматривается значительный рост выпуска металлорежущих станков и дальнейшее их совершенствование. Особое внимание обращается на расширение выпуска станков высокой и особо высокой точности, станков с программным управлением.

В станочном парке промышленности и в выпуске станков одно из ведущих мест занимает группа токарных станков. Несмотря на преобладающие тенденции развития специальных токарных станков и автоматов, отвечающих задачам получения наибольшей производительности при максимальной автоматизации процесса, продолжают развиваться и универсальные токарно-винторезные станки.

Применение в токарных станках гидрокопировальных суппортов, циклового и числового программного управления дает возможность полностью автоматизировать цикл обработки на них. Внедрение принципов унификации позволяет использовать универсальные токарные станки в качестве базовых моделей для создания гамм модификаций, в том числе специализированных станков для серийного производства с автоматизированным циклом, с программным управлением и для переналаживаемых автоматических линий.

Одной из главных тенденций станкостроения является повышение точности, что объясняется все возрастающими требованиями к качеству изготовления современных машин.

Повышение точности токарных станков с класса Н до класса П дает возможность сократить потребность в шлифовальных операциях на 40%.

Универсально-токарные станки высокой точности применяют: а) когда детали, обрабатываемые на револьверных станках и автоматах, необходимо окончательно обработать на точном токарном станке, в связи с тем, что револьверные станки и автоматы не обеспечивают требуемой точности (например, требуется получение размеров по 1—2-му классам); б) когда конфигурация деталей в сочетании с высокой точностью не позволяет вести финишную обработку абразивными инструментами и, в частности, шлифованием, в особенности заготовок из цветных металлов и сплавов.

Преимущества токарной обработки становятся еще более очевидными, когда необходимо обработать с одной установки несколько поверхностей, связанных между собой жесткими допусками. Замена отделочной абразивной обработки медных и алюминиевых сплавов чистовым обтачиванием на точном токарном станке исключает возможность шаржирования поверхности обрабатываемой детали абразивом, что уменьшает износ поверхности, а также позволяет избежать недостатков, связанных с засаливанием кругов, прижогами и другими дефектами шлифования.

Величина партии обрабатываемых деталей, при которой экономически целесообразна обработка на токарном станке (по себестоимости), а не на револьверном станке или автомате, зависит от их размеров. С увеличением размеров деталей область применения универсальных токарных станков возрастает. Величину партии при выборе станка (токарного или револьверного) для обработки определяют экономическими расчетами [74].

При высоких требованиях к качеству станков такой же актуальной является задача снижения их себестоимости. Себестоимость зависит от количества обрабатываемых деталей и точности обработки, от технологичности конструкции и в значительной степени от применения принципов унификации и нормализации при конструировании станков. Себестоимость зависит от продолжительности выпуска одной и той же модели [31]. Современные станки должны отвечать требованиям эстетики, эргономики. Они должны быть удобными при обслуживании и ремонте.

Общей для всех станков, в том числе и токарных, является тенденция увеличения скоростей резания и мощностей. Приведем для сравнения параметры станка ТН-20, выпускавшегося в 30-е годы, и станка 16К20, выпускаемого в настоящее время:

Параметры	ТН-20	16К20
Количество различных частот вращения	9	22
Пределы частоты вращения в об/мин	12,7—320	12,5—1600
Пределы подач в мм/об	0,17—2,34	0,05—2,8
Число нарезаемых метрических резьб	16	48
Мощность двигателей для привода главного движения в квт	2,7	10
Масса в кг	1755—2055	2800—3250

Конструкторам, занимающимся проектированием токарных станков, мастерам по их ремонту и модернизации необходимо знать конструкции станков, особенности их проектирования и требования, предъявляемые к ним, тенденции дальнейшего совершенствования станков, условия сборки, проверки и их испытаний.

КОМПОНОВКИ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

ТОКАРНО-ВИНТОРЕЗНЫЕ СТАНКИ И ИХ МОДИФИКАЦИИ

Токарно-винторезные станки классифицируются прежде всего по основным размерам: наибольшему диаметру обрабатываемой детали над станиной D ; наибольшей длине обрабатываемой детали L .

По ГОСТу 440—71 предусматривается следующий ряд диаметров: 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600 и 2000 и далее до 4000 мм со знаменателем геометрической прогрессии $\varphi = 1,26$. При одном и том же диаметре обрабатываемого изделия могут быть различные размерные модификации по длине.

По весовым характеристикам токарные станки делятся на легкие — до 500 кг ($D = 100 \div 200$ мм), средние — до 4 т ($D = 250 \div 500$ мм), крупные — до 15 т ($D = 630 \div 1250$ мм), тяжелые — 400 т ($D = 1600 \div 4000$ мм). По точности различают станки нормальной точности Н, повышенной точности П, высокой точности В, особо высокой точности А и особо точные С. Станки могут быть специализированы на основе одной базовой модели для одного и того же размера (по наибольшему диаметру). Кроме того, могут быть модификации по мощности, диапазонам регулирования частоты вращения шпинделя и подач.

По целевому назначению получили наибольшее распространение следующие исполнения: базовый (токарно-винторезный), центровой, патронный, токарно-винторезный с выемкой (с гапом), токарно-центровой без винторезной цепи, токарно-винторезный быстроходный, токарный механизированный, облегченный, токарный станок с программным управлением.

Легкие токарные станки ($D = 100 \div 200$ мм) широко применяются в инструментальном производстве, приборостроении, часовой промышленности, в экспериментальных и опытных цехах. В группе этих станков ($D = 100 \div 160$ мм) имеются модификации без механической подачи, с механической подачей и доделочные станки.

Привод легких станков чаще всего осуществляется от электродвигателя клиноременной передачей или плоским синтетическим ремнем через ступенчатые шкивы. Ступенчато-шкивные приводы

с контрприводом и без последнего применяются исключительно в легких станках, в настольных (1600 и 1600В, $D = 100$ мм; 1Д601 и 1Д601П, $D = 125$ мм). В этих станках электродвигатель располагается вне станка и от него с помощью одной или двух ременных передач движение передается шпинделю.

Токарные станки с $D = 160$ мм и $D = 200$ мм устанавливаются на сварную или литую тумбу. В шпиндельных бабках станков с $D = 200$ мм имеется перебор (к вариатору расположенному в тумбе), увеличивающий диапазон регулирования частоты вращения и уменьшающий нижний предел частоты вращения для возможности нарезания резьб. Ведомый шкив на станках с $D = 100$ мм и $D = 125$ мм размещен на конце шпинделя, на станках с $D = 160$ мм и $D = 200$ мм — в середине шпиндельной бабки. Максимальная частота вращения в указанных станках составляет до 6000—10 000 об/мин.

Малые станки часто используются для обработки деталей из прутка и поэтому имеют цанговый зажим толкающего или тянущего типа. Цанговый зажим приводится в действие от маховика, рычага или сжатого воздухом.

Пиноли бабок малых станков получают движение от винта с маховиком, рычага, крестообразной рукоятки с зубчатым колесом, сцепленным с рейкой на пиноли, и т. п.

Привод суппорта у станков без механической подачи делается также различным — от винта, рычагов, копиров, пневматических или гидравлических устройств. В табл. 1 приводится техническая характеристика легких, средних и крупных станков. На токарных станках среднего типа ($D = 250 \div 500$ мм) ведется 70—80% всех токарных работ. В этой группе имеется и наибольшее количество модификаций. Средние токарно-винторезные станки с $D = 250 \div 500$ мм имеют, в основном, две схемы компоновки главного привода. У станков с $D = 250 \div 320$ мм в большинстве случаев разделенный привод, чаще всего с приемным шкивом, расположенным в средней части шпинделя, и перебором, а станки с $D = 400$ мм и $D = 500$ мм имеют неразделенный привод с расположением приемного шкива на первом валу шпиндельной бабки.

В станках с $D = 250$ мм, $D = 320$ мм, $D = 400$ мм и $D = 500$ мм электродвигатель главного привода чаще располагается внутри станины в нижней части. В станке 1А616 электродвигатель вынесен наружу, хотя и скреплен с основанием станка.

На рис. 1 даны структурная и кинематическая схемы станка средних размеров. Станок имеет разделенный привод главного движения, состоящий из коробки скоростей и шпиндельной бабки с перебором 1 : 8. Управление коробкой скоростей преселективное. Особенностью конструкции станка является мнемоническое управление подачами суппорта с помощью одной рукоятки. Наибольший диаметр обрабатываемой детали 250 мм, частота

Таблица 1

Техническая характеристика универсальных токарных и токарно-винторезных станков

Параметры	Модель станка												
	1600	1601	1603	1604	1П611	1И611П	1А616	1К62	1А625	163	1А64	165	
Наибольший диаметр устанавливаемой детали в мм:													
над станиной . .	100	125	160	200	250	250	320	400	500	630	800	1000	
» суппортом . .	50	60	85	110	145	125	180	220	290	340	450	650	
Расстояние между центрами в мм:													
наименьшее . .	125	185	250	350	500	—	500	710	1000	1400	2800	5000	
наибольшее . . .	—	—	—	—	—	500	1000	1400	2000	2800	—	—	
Частота вращения шпинделя в минуту:													
наименьшая . .	630	530	70	44	33,5	20	11,2	12,5	11,5	10	7,5	5	
наибольшая . .	6300	5300	4000	3000	3000	2000	2240	2000	2000	1250	750	500	
Подача в мм/об:													
наименьшая . .			0,01	14	0,05	0,01	0,08	0,07	0,07	0,1	0,2	0,2	
наибольшая . . .	—	—	0,3	190 *	0,7	3,0	2,6	4,16	4,0	3,2	3,05	3,05	

* Независимый привод; 190 мм/мин.

Параметры	Модель станка											
	1600	1601	1603	1604	1П611	1И611П	1А616	1К62	1А625	163	1А64	165
Шаг нарезаемой резьбы:												
метрической в мм	—	—	0,2—3	0,2—3	0,25—3,5	0,2—48	0,5—48	1—192	0,25—120	1—192	1—120	1—120
дюймовой (число ниток на 1") . . .	—	—	40—8	40—8	80—7	24—0,5	48—2,5	24—2	120—0,25	24—0,25	28—0,25	28—0,25
модульной в мм	—	—	0,3—1	0,3—1	0,25—1,75	0,2—30	0,25—22	0,5—48	0,125—60	0,5—48	0,5—30	0,5—30
Мощность электродвигателя главного движения в квт . .	0,12	0,6	1	1	1,7	2,8	4,5	10	10	14	20	28
Габаритные размеры в мм:												
длина	560	880	1130	1310	1510	1790	2140	2522—3212	2820—3820	4950	5 825	8 050
ширина	475	595	590	690	700	670	1225	1166	1202	1740	2 000	2 000
высота	210	1270	1170	1280	1360	1170	1220	1324	1280	1350	1 660	1 760
Масса станка в кг . .	25	210	420	565	560	1100	1500	2400	2750	5000	11 700	14 800

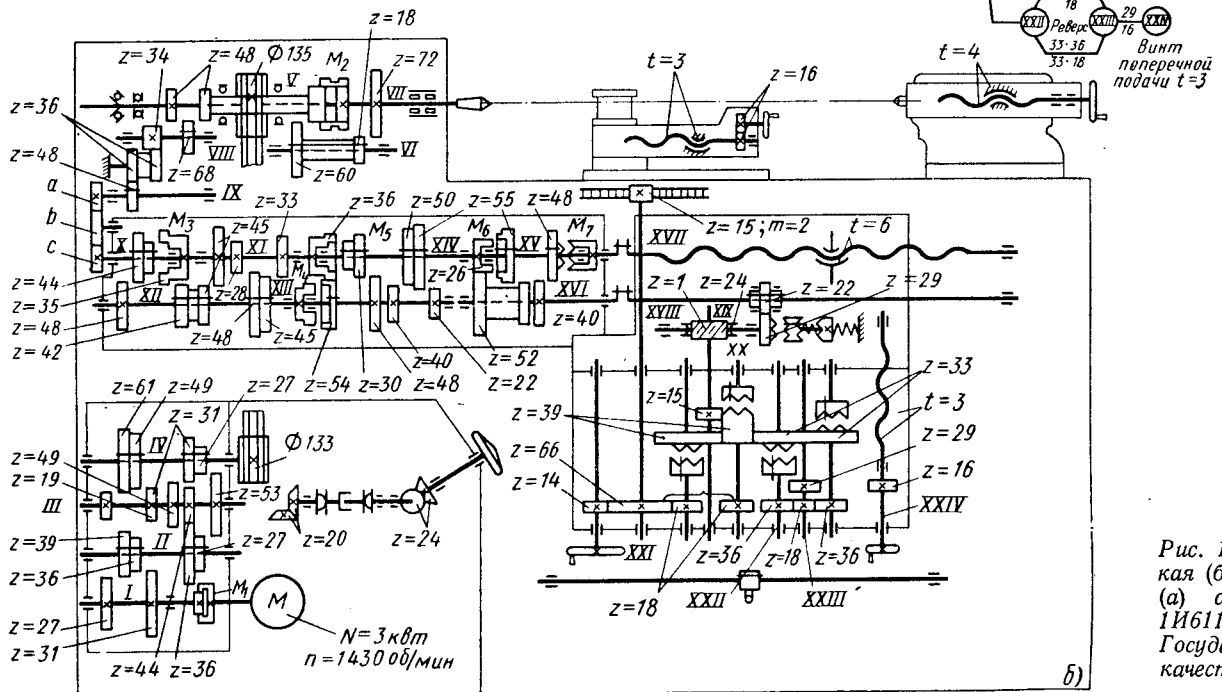
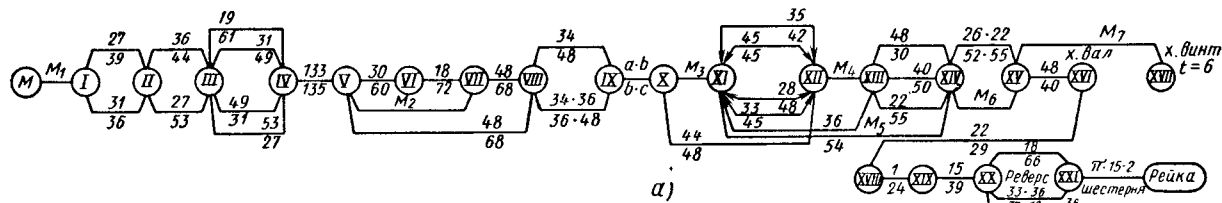


Рис. 1. Кинематическая (б) и структурная (а) схемы станка ИБ11П, имеющего Государственный Знак качества

вращения шпинделя $n = 20 \div 2000$ об/мин, мощность главного привода $N = 3$ квт, масса 1100 кг.

На рис. 2 представлены кинематическая и структурная схемы станка Schaublin 135 (Швейцария) с наибольшим диаметром устанавливаемой детали $D = 315$ мм, частотой вращения шпинделя $n = 45 \div 3000$ об/мин, мощностью двигателя главного привода $N = 1,5/3$ квт и массой 1150 кг. Этот станок имеет отдельный привод главного движения с двумя передачами для бесступенчатого регулирования: $\frac{\varnothing 80}{\varnothing 82 - \varnothing 170}$ и $\frac{\varnothing 75 - \varnothing 155}{\varnothing 140}$. В шпиндельной бабке расположен перебор $i = \frac{42}{49} \cdot \frac{21}{72}$. Передняя и задняя опоры шпинделя имеют цилиндрические роликовые подшипники (аналогичные подшипникам серии 3182100). Осевые силы в передней опоре воспринимаются упорно-радиальными подшипниками с углом контакта 60° . Станина имеет стальные закаленные накладки по всему профилю направляющих. Передача движения к механизму подачи при нарезании резьбы осуществляется зубчатыми колесами, а при остальных работах — плоским ремнем $i = \frac{\varnothing 55}{\varnothing 110}$ и последующей цепной передачей $i = \frac{9}{28}$. Подача осуществляется во всех случаях с помощью ходового винта, который остается неподвижным. Для перемещения суппорта приводится во вращение шариковая гайка. Ходовой винт надежно защищен цилиндрическими «гармошками».

На рис. 3 приводятся кинематическая и структурная схемы станка НВХ-360 фирмы «Сазаневе» (Франция) с $D = 360$; $n = 50 \div 3000$ об/мин; $N = 5,15$ квт и массой 1300 кг. В приводе главного движения имеется бесступенчатый вариатор с широким клиновым ремнем, диапазоном регулирования $R_n = 7,5$ и перебором, расположенным в шпиндельной бабке $\left(\frac{33}{66} \cdot \frac{16}{64} = \frac{1}{8}\right)$. Дл подачи суппорта имеется ходовой винт.

Зафиксированное от вращения червячное колесо в сочетании с винтом используется при нарезании резьбы как винтовая пара для автоматической продольной подачи, не зафиксированное червячное колесо с винтом служит как червячная передача. Ходовой винт хорошо защищен телескопическими втулками, в которых создана масляная ванна. Шпиндель вместе с передним и задним подшипниками смонтирован в одном стакане и может собираться в виде отдельного агрегата (подробнее см. стр. 40) и регулироваться вне станка. Задняя бабка имеет оригинальную конструкцию с устройством для быстрого перемещения от реечной передачи и медленного — от червячной.

Крупные станки ($D = 630 \div 1000$ мм) имеют неразделенный привод. Во многих случаях в этих станках верхний суппорт снабжается механизированной подачей.

На рис. 4 даны кинематическая и структурная схемы крупного станка. При малых частотах вращения движение передается

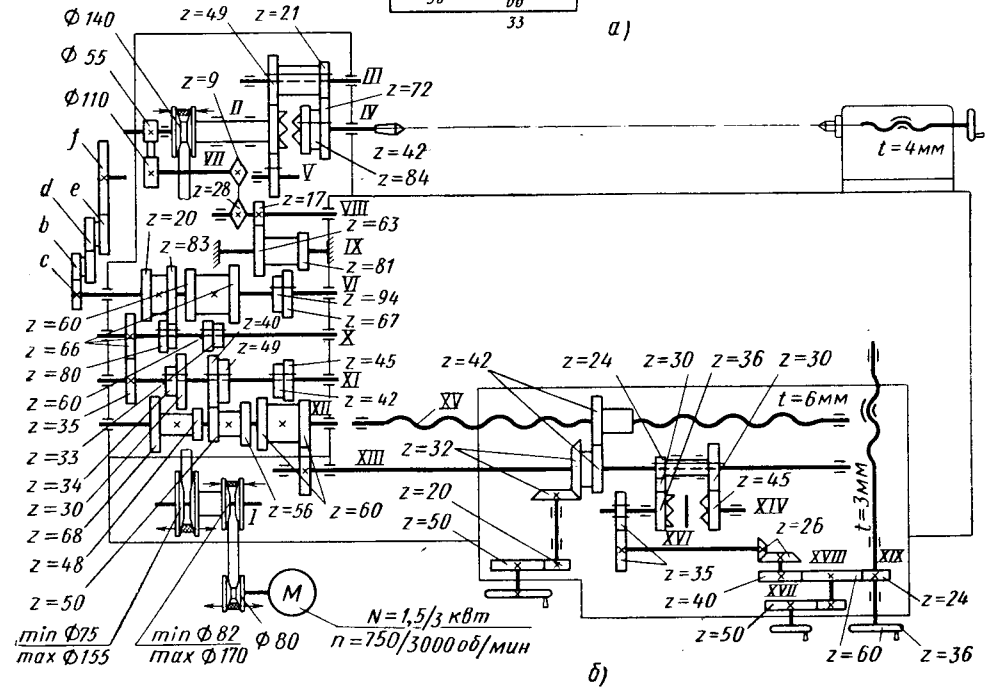
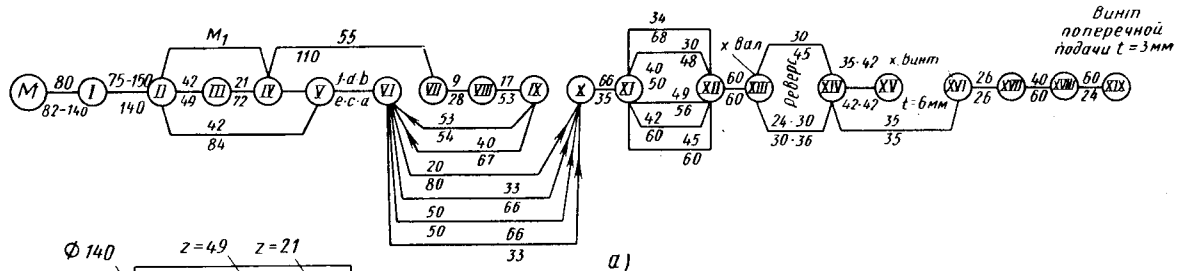


Рис. 2. Кинематическая (б) и структурная (а) схемы станка Schaublin 135

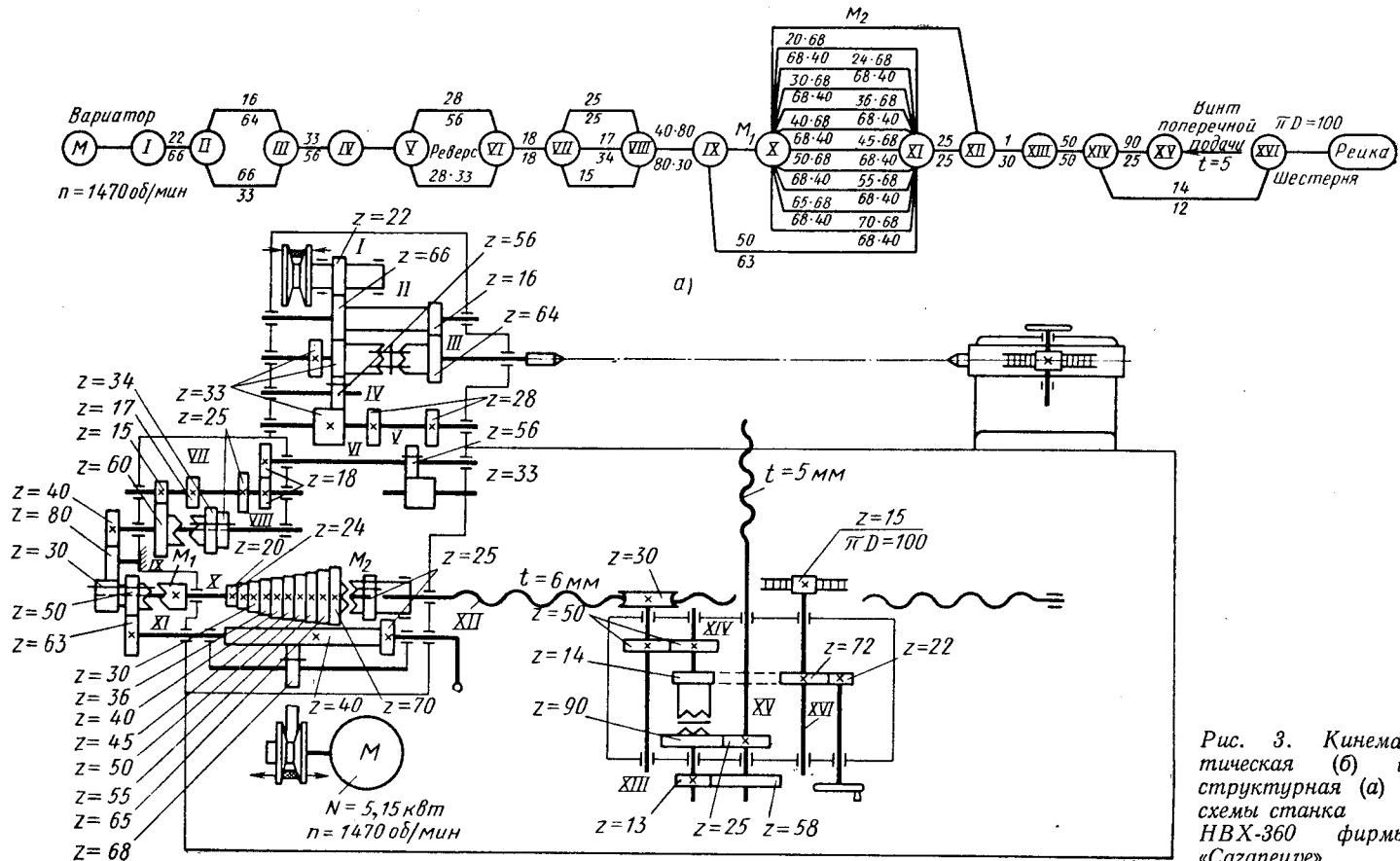


Рис. 3. Кинематическая (б) и структурная (а) схемы станка НВХ-360 фирмы «Сазаневце»

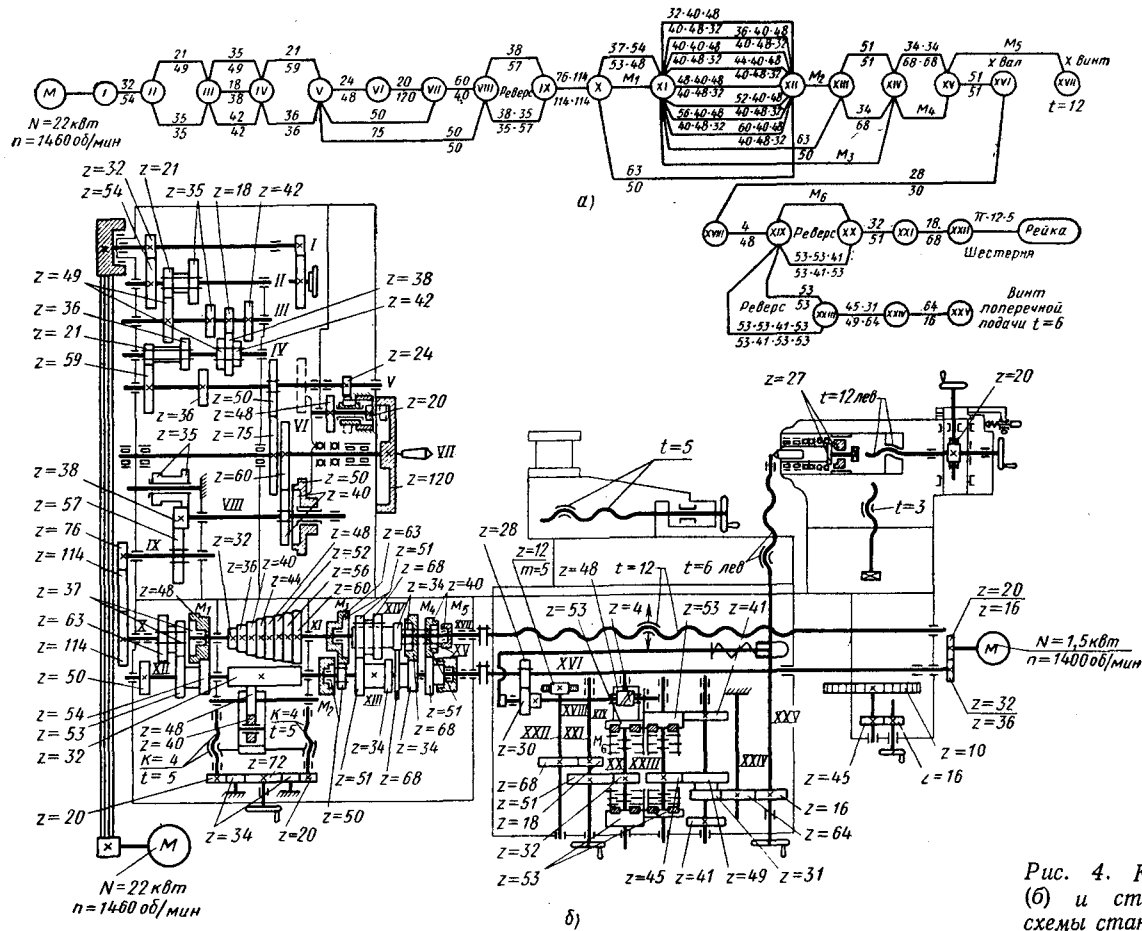


Рис. 4. Кинематическая (б) и структурная (а) схемы станка

непосредственно на планшайбу с помощью выдвигного зубчатого колеса. В фартуке станка используются электромагнитные фрикционные муфты.

В группе средних и крупных станков находят применение станки с «гапом» (выемкой в станине для обработки деталей с увеличенным диаметром). На рис. 5 показан станок, у которого можно изменять как ширину выемки — «гапа», так и длину станины. В облегченных станках диаметр обработки увеличивается до $D\phi$ в результате подъема шпиндельной бабки; в станках с гапом — до $D\phi^2$ и более.

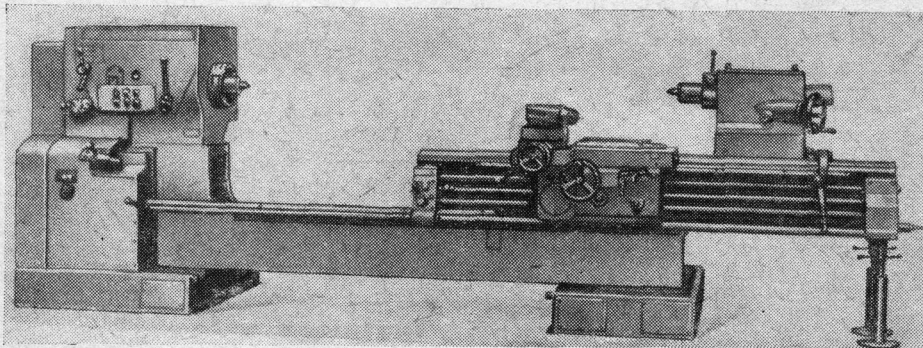


Рис. 5. Станок с выемкой

Тяжелые токарные станки предназначены для обработки деталей диаметром 1250 мм и выше. Привод главного движения этих станков чаще всего осуществляется от электродвигателя постоянного тока с регулируемой частотой вращения. Электродвигатель в большинстве случаев устанавливается на отдельной плите и соединяется с выходным валом шпиндельной бабки эластичной муфтой.

Коробки скоростей в таком приводе имеют ограниченное количество механических ступеней. При создании новых конструкций тяжелых станков расширяют диапазон регулирования двигателя с сохранением в шпиндельной бабке лишь одного перебора.

В табл. 2 приводится техническая характеристика тяжелых токарных станков. На рис. 6 изображена кинематическая схема тяжелого станка. В большинстве конструкций этих станков имеются передние и задние суппорты. Задние бабки снабжены приводом для перемещения по станине и автоматизированным приводом перемещения пиноли от индивидуальных электродвигателей с механическими редукторами.

Во многих случаях коробки передач станков размещаются в фартуках суппортов. Ходовые винты для приводов продольного суппорта используются, как правило, в станках с наибольшим диаметром обрабатываемой детали менее 1600 мм.

Техническая характеристика тяжелых токарных станков

Параметры	Модель станка			
	1A660	1A670	1A675	1A680
Наибольший диаметр устанавливаемой детали в мм:				
над станиной	1 250	2 000	2 500	3 200
» суппортом	900	1 600	2 000	2 500
Расстояние между центрами в мм . .	6 300	10 000	12 500	16 000
Частота вращения шпинделя в об/мин	1,6—200	1—125	0,8—100	0,65—80
Продольная подача суппорта в мм/об		0,06—53	0,06—20	0,53—390 *
Наибольшая масса обрабатываемой детали в т	25	63	100	160
Мощность электродвигателя главного движения в квт	55	100	125	160
Габаритные размеры в мм:				
длина	12 120	17 720	20 620	24 000
ширина	2 830	3 840	4 350	5 900
высота	2 005	2 850	3 400	3 870
Масса в т	40,5	103,2	163	320

Параметры	Модель станка		
	1A685	1A682	1A687
Наибольший диаметр устанавливаемой детали в мм:			
над станиной	4 000	5 000	6 300
» суппортом	3 200	4 000	5 000
Расстояние между центрами в мм . .	20 000	По заказу	—
Частота вращения шпинделя в об/мин	—	0,65—80	—
Продольная подача суппорта в мм/об	0,53—390 *	0,53—390 *	—
Наибольшая масса обрабатываемой детали в т	250	100	160
Мощность электродвигателя главного движения в квт	160	160	160
Габаритные размеры в мм:			
длина	29 000	—	—
ширина	4 700	—	—
высота	4 800	—	—
Масса в т	400	—	—

* Продольная подача в мм/мин.

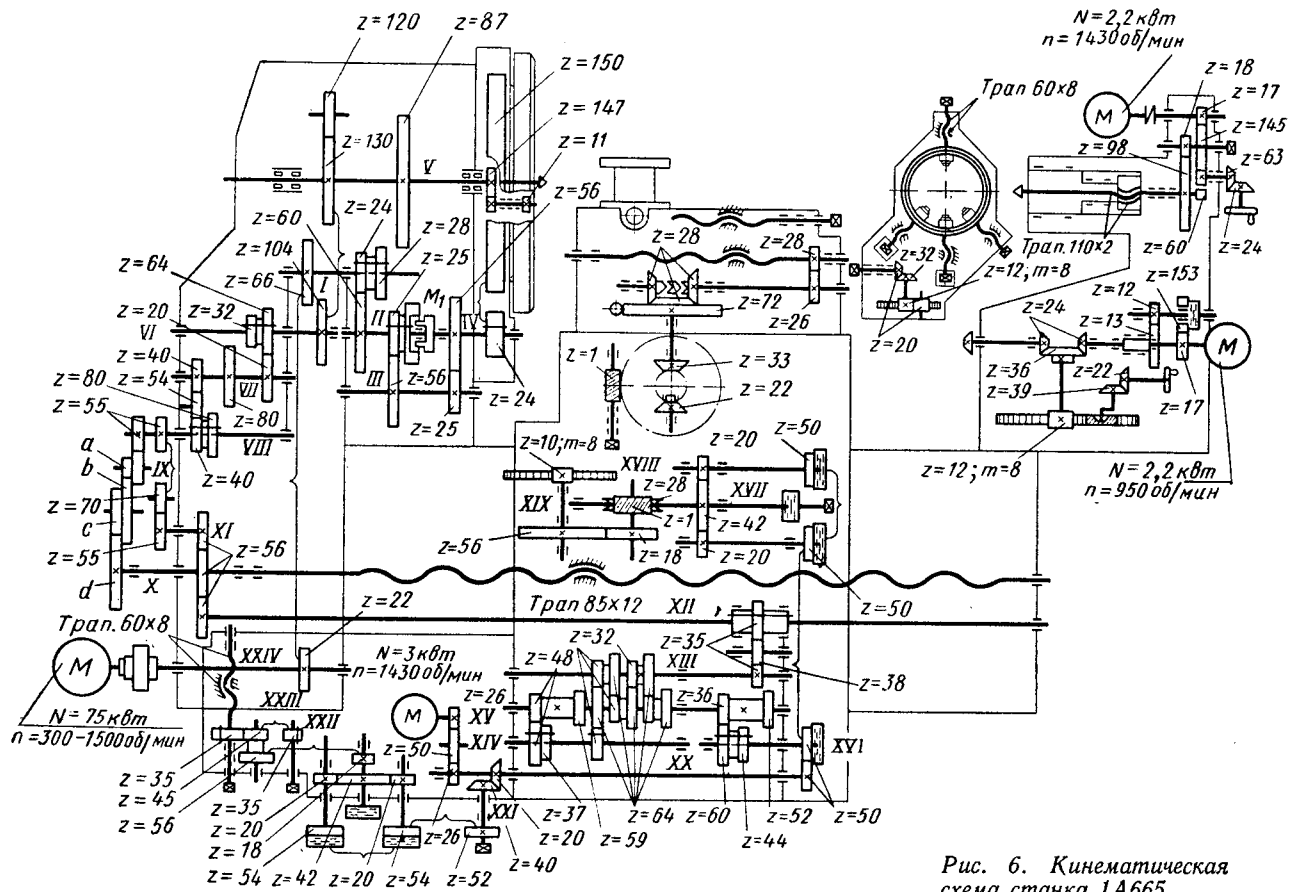


Рис. 6. Кинематическая схема станка 1А665

ГАММЫ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

Гамма токарных и токарно-винторезных станков для обработки деталей диаметром $D = 100 \div 200$ мм [76] разработана СКБ-3, ЭНИМСом и его закавказским филиалом с участием Одесского опытно-механического завода и Кировоканского завода прецизионных станков. В этой гамме предусматриваются две группы станков: а) токарные (без механической подачи) с диаметром обрабатываемой детали 100, 125, 160, 200 и 250 мм; б) токарно-винторезные с диаметром обрабатываемой детали 160, 200 и 250 мм.

В этой гамме имеются модификации станков без механической подачи: базовые, с резьбонарезным устройством, револьверные, доделочные, патронные, механизированные; для токарно-винторезных: базовые, упрощенные, облегченные и механизированные.

В токарных станках с резьбонарезными устройствами предусматривается встраивание накидного резьбонарезного приспособления, позволяющего нарезать короткие резьбы без реверсирования шпинделя. В револьверном станке на месте задней бабки устанавливается револьверная головка и на месте крестового суппорта — отрезной рычажный суппорт. В доделочном станке предусмотрено рычажное управление перемещением пиноли задней бабки и салазок суппорта. В токарном патронном станке укорочена станина и не имеется задней бабки. Токарно-механизированный станок имеет механизированный зажим деталей, пневмогидравлический суппорт, систему упоров и другие средства автоматизации. В упрощенной модификации токарно-винторезных станков предусматривается более простояя коробка подач и фартук, а также нарезание резьбы с помощью сменных зубчатых колес. Облегченный токарно-винторезный станок, спроектированный для передвижных мастерских, имеет облегченную тумбу, электроаппаратуру, рассчитанную на работу при сотрясениях и вибрациях. В механизированном токарно-винторезном станке для закрепления обрабатываемой детали и перемещения пиноли задней бабки применяются пневматические и гидравлические устройства. Станок снабжается гидрокопиром, который можно использовать для автоматизированного цикла при нарезании резьбы.

Для многопроходной обработки предусматривается использование быстросменных резцедержателей, а также поворотных упоров. В станках этой гаммы при обработке деталей диаметром 200 и 250 мм для базовых моделей унифицированы станины, передние бабки, вариаторы, коробки подач и фартуки. С базовыми моделями для каждого данного диаметра обработки унифицировано большинство других основных агрегатов.

В кинематической цепи привода станков настольного типа для обработки деталей диаметром 100 и 160 мм предусматриваются две

ременные передачи со ступенчатыми шкивами от электродвигателя к шпинделю.

Станины токарно-винторезных станков при наибольшем диаметре обрабатываемой детали 160 и 200 мм устанавливаются на сварных тумбах, а станина точных станков этих размеров — на литых тумбах.

Модели станков этой гаммы при диаметре $D = 160$ мм и выше имеют в приводе бесступенчатый вариатор с широким клиновым ремнем, размещенный в левой части тумбы станка. В станках для обработки деталей диаметром $D = 200 \div 250$ мм в шпиндельных бабках предусматриваются зубчатые переборы, а в шпиндельных опорах станков класса П и В установлены подшипники качения. Шпиндели станков особо высокой точности опираются на подшипники скольжения. Движение от шпинделя к коробке подач в этих станках передается ремнем. В фартуках суппорта токарно-винторезных станков установлены механизмы автоматического останова подачи от жесткого упора с планетарной передачей.

На рис. 7 приводится кинематическая схема станка 16Б04П малой гаммы, повышенной точности. Привод главного движения в станке — разделенный и осуществляется с помощью бесступенчатого вариатора с широким клиновым ремнем. Вариатор с коробкой скоростей на две ступени расположен в тумбе станка. Движение шкиву шпиндельной бабки передается клиноременной передачей. От шкива шпиндель может получать вращение непосредственно через муфту или через перебор $\frac{28}{56} \cdot \frac{17}{68}$. Работа звена увеличения шага осуществляется через передвижное зубчатое колесо $z = 56$, расположенное на валу ниже шпинделя. Коробка подач — закрытого типа с передвижными зубчатыми колесами.

Гамма токарно-винторезных станков с $D = 250 \div 500$ мм [76] разработана ЭНИМСом, Московским станкостроительным заводом «Красный пролетарий» им. А. И. Ефремова, Средневолжским станкостроительным заводом и рядом других заводов. В этой гамме имеются базовые токарно-винторезные станки с рядом модификаций: токарно-винторезные центровые облегченные станки (с увеличенной высотой центров), токарно-винторезные центровые облегченные упрощенные станки, токарные центровые станки (без винторезной цепи), токарные патронные станки, механизированные, автоматизированные станки и станки с программным управлением.

Облегченные модификации станков получаются путем увеличения высоты центров базовых моделей. Это дает возможность снизить вес станков до 25%.

Токарно-винторезный станок 16Л16П для $D = 320$ мм создан на базе станка 16Б11 путем поднятия высоты центров со 130 мм до 160 мм, введением проставки под переднюю бабку, замены поддона задней бабки и верхней части суппорта, замены модуля

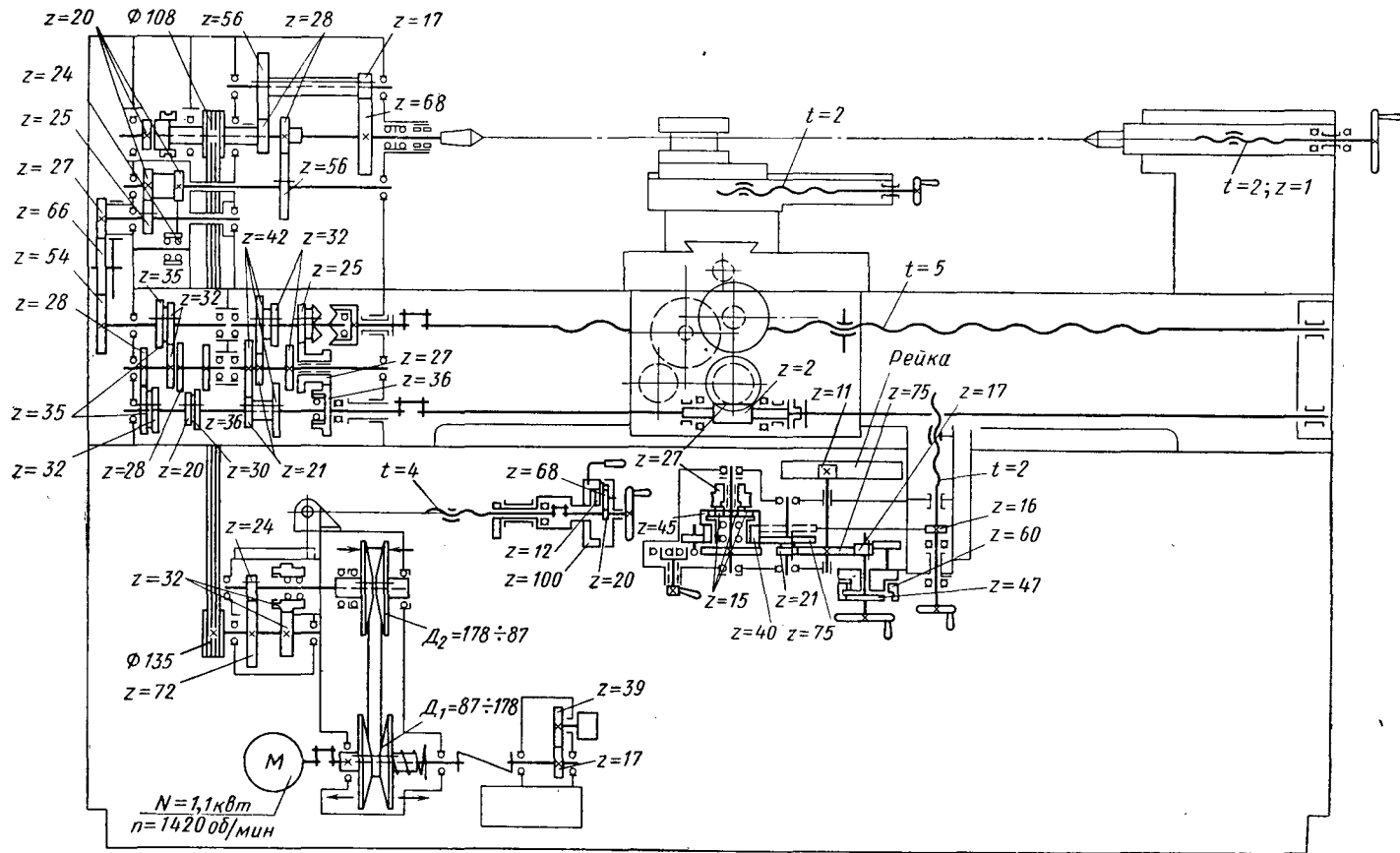


Рис. 7. Кинематическая схема станка 16Б04П

гитары с 1,5 на 1,75. Данная модификация станка позволяет получить станок следующего размера по диаметру обрабатываемой детали при наименьшем весе, габаритах и стоимости. Заводу для выпуска этого станка понадобится наладить выпуск всего 3—6 % новых деталей.

На базе облегченных станков с упрощением кинематики создаются облегченные упрощенные станки, предназначенные для мелких ремонтных мастерских. Токарные патронные станки имеют укороченные станины и делаются без винторезной цепи и задней бабки. В механизированных модификациях предусматривается механизация зажима деталей, перемещения пиноли задней бабки и наличие гидрокopировального суппорта.

Станки быстроходные изготавливаются на базе станков класса А. Станки средней гаммы имеют одну унифицированную коробку подач для всех базовых моделей и большинства модификаций, а коробка скоростей и фартук унифицированы попарно для станков с диаметрами 250 и 320 мм, 400 и 500 мм. Кроме того, имеется ряд сборочных комплектов, у которых нагрузки, габариты и металлоемкость меняются незначительно в широком диапазоне ряда размеров базовых станков (привод ускоренного хода, шестеренчатые насосы смазки шпиндельной бабки и коробки скоростей, левая и правая рукоятки, фильтры и т. д.). Эти агрегаты выделены в самостоятельные сборки и тоже унифицированы. Таким образом, при мелкосерийном производстве отдельных типоразмеров и модификаций станков изготовление сборочных комплектов и деталей станков может носить серийный и даже массовый характер производства с применением высокопроизводительного специализированного и специального оборудования и совершенной технологии.

В станках этой гаммы предусмотрены разделенный привод с размещением коробки скоростей в нижней части станка, зубчатый ремень, селективное управление коробкой скоростей, механизмы для быстрых перемещений суппорта, наличие мнемонической рукоятки для управления подачами. В станках для обработки деталей диаметром 400—500 мм предусматриваются механические перемещения верхних салазок суппорта.

В станках этой гаммы для повышения их точности предусмотрено применение подшипников типа «Gamet», изменение базирования передней бабки для уменьшения смещения шпинделя от тепловых деформаций, ужесточение допусков на размеры наиболее ответственных соединений. В станках предусмотрен ряд технических мероприятий для обеспечения наиболее длительного сохранения точности обработки и увеличения долговечности: закалка станин, повышение твердости зубчатых колес, шлицевых валиков и пиноли задней бабки, применение термической обработки ходовых винтов и реек.

На рис. 8 показан общий вид [6], а на рис. 9 — унифицированная кинематическая схема станка 16Б11П средней гаммы.

Станки имеют разделенный привод; коробка скоростей, размещенная в тумбе станка, получает движение от двухскоростного электродвигателя с помощью зубчатого ремня. От шкива коробки скоростей движение шкиву на шпиндельной бабке также передается зубчатым ремнем. Шкив шпиндельной бабки от коробки скоростей получает девять значений частот вращений, которые могут передаваться непосредственно шпинделю. С использованием двойного перебора шпинделю можно сообщить 21 значение частот вращений. Включение подач на фартуке осуществляется рукояткой мнемонического управления, переключающей мелкозубчатые муфты. В качестве механизма автоматического выключения подач от жесткого упора используется схема с червяком, передвигающимся по оси, и двумя кулачковыми муфтами.

На рис. 10 показана кинематическая схема нового токарного станка 16К20 завода «Красный пролетарий» ($D = 400$ мм). Станок имеет неразделенный привод главного движения и схему коробки скоростей, лишь незначительно отличающуюся от схемы коробки станка 1К62. С помощью данной коробки скоростей шпинделю сообщается 22 значения частоты вращения — от 12,5 до 1600 об/мин. Для коробки подач и фартука использована унифицированная схема соответствующих механизмов станка средней гаммы.

Гамма токарных станков для диаметров обработки 630—1250 мм разработана Рязанским станкостроительным заводом и ЭНИМСом [76]. Она состоит из четырех базовых моделей и ряда модификаций (пагронных, облегченных и механизированных). В этой гамме есть станки, имеющие станины с выемкой. Для всех станков гаммы предусмотрена единая унифицированная коробка подач. Кинематическая схема коробки подач унифицирована со схемой коробок подач для станков диаметром 250—500 мм; попарно унифицированы суппорты и фартуки суппортов. Предусматривается механическая подача для верхних салазок суппорта. Фартуки выполнены по единой кинематической схеме. Базовые модели гаммы тяжелых станков рассчитаны для диаметров обработки 1250, 1600, 2000, 2500, 3200, 4000, 5000 и 6300 мм. Предусматриваются две группы модификаций облегченных станков, диаметры обработки которых сдвинуты на ϕ и 2ϕ от базовой модели.

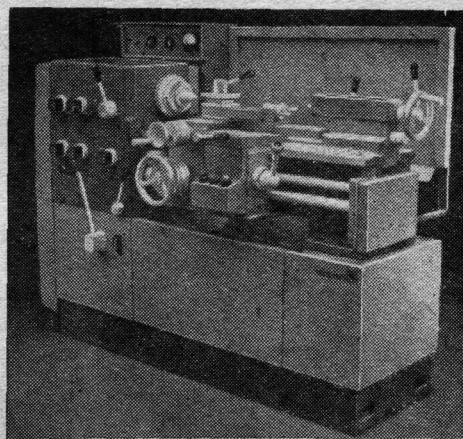


Рис. 8. Токарный станок 16Б11П

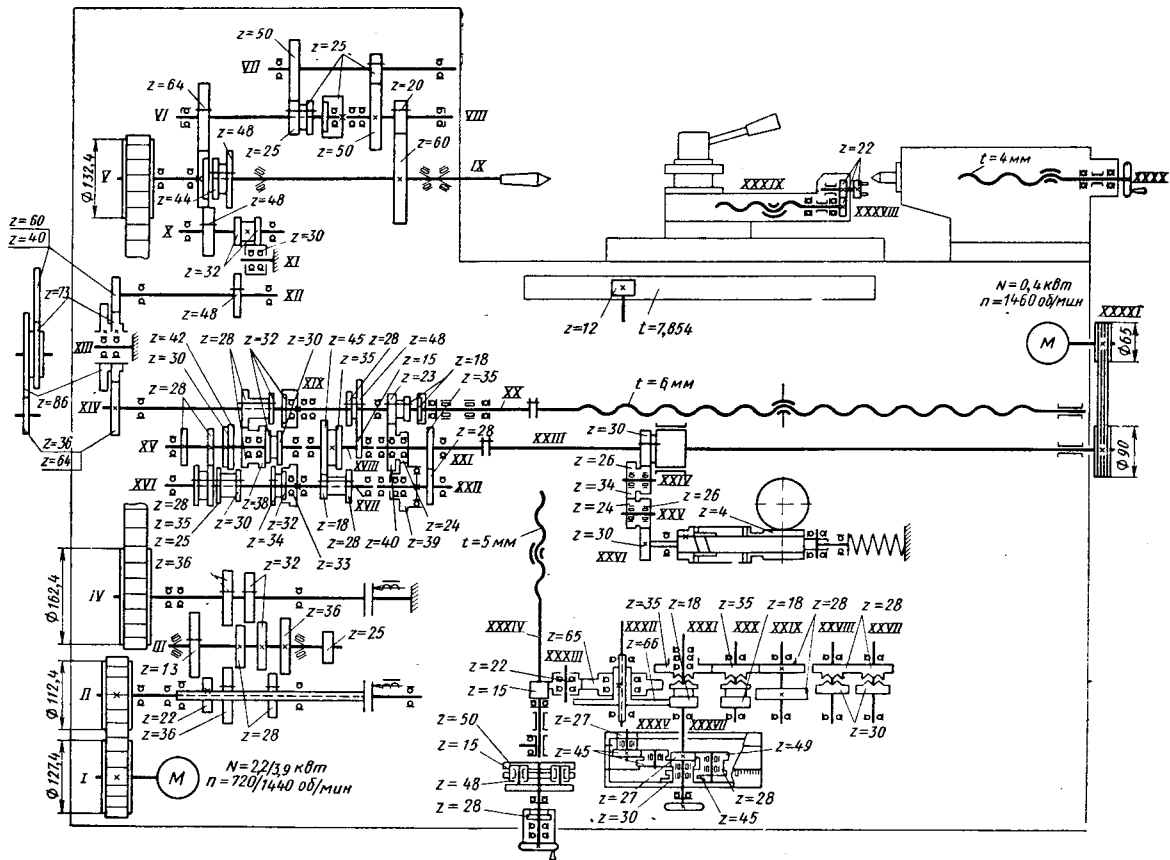


Рис. 9. Кинематическая схема станка 16Б11П

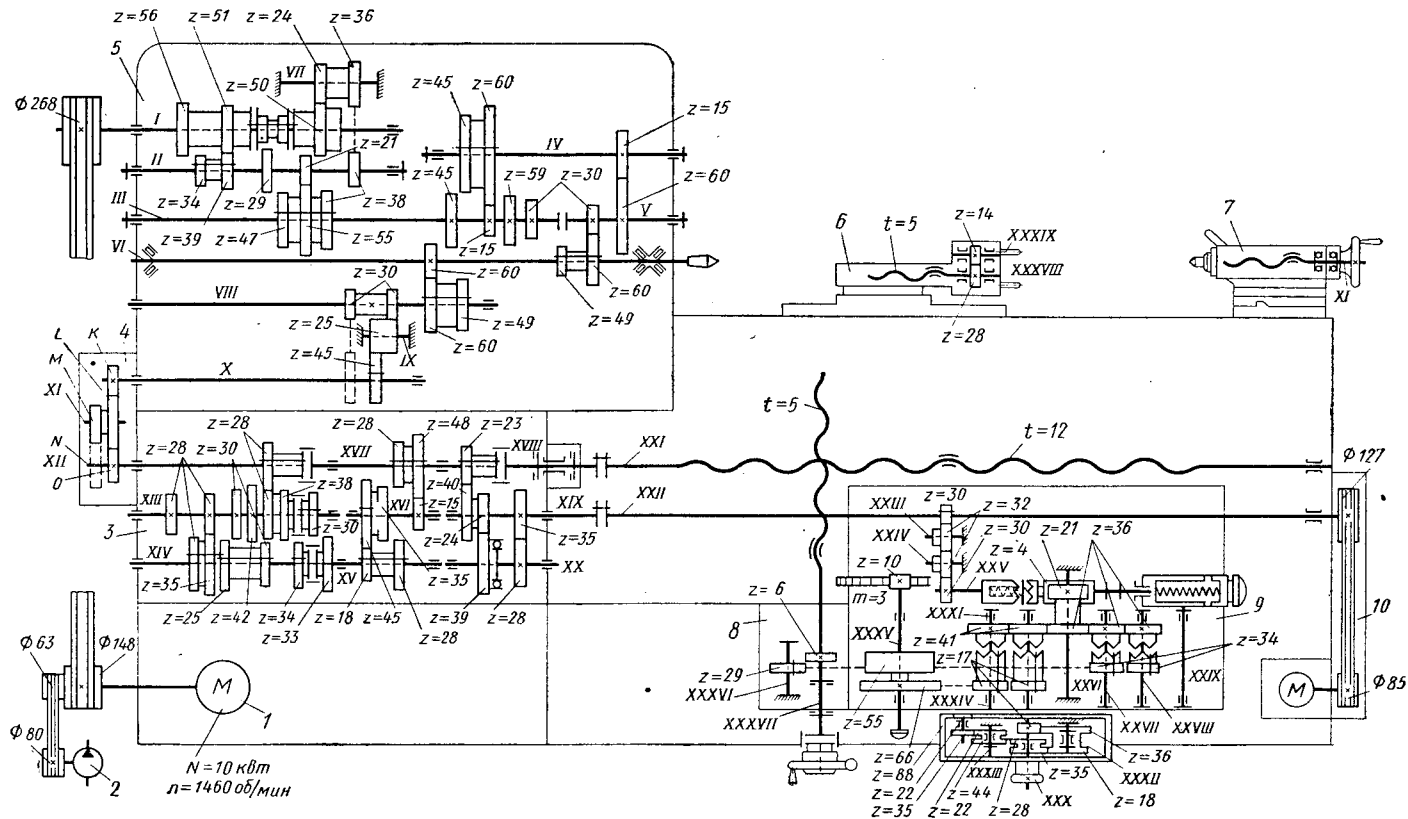


Рис. 10. Кинематическая схема станка 16K20:

1 — электродвигатель; 2 — насос смазки; 3 — коробка подач; 4 — гитара сменных зубчатых колес; 5 — коробка скоростей; 6 — суппорт; 7 — задняя бабка; 8 — каретка; 9 — фартук; 10 — привод быстрых перемещений. Число зубьев сменных колес гитары: $K = 40$ и 60 ; $L = 73$ и 86 ; $M = 86$; $N = 36$; $O = 48, 64, 52, 57$

Главный привод получает движение от электродвигателя постоянного тока с диапазоном регулировки, равным пяти, работающего по схеме генератор—двигатель. Коробки скоростей станков гаммы построены по единой структуре кинематической цепи. Унифицирована схема компоновки шпиндельных узлов — передняя и задняя опоры сделаны на подшипниках серии 3182100; осевые силы воспринимаются в заднем подшипнике двумя упорными шариковыми подшипниками.

Схема привода подачи для станков с диаметром обработки 1250—1600 мм унифицирована, и суппорт с фартуком получает движение от шпинделя станка через ходовой вал и ходовой винт.

Быстрые перемещения суппорта осуществляются от отдельного электродвигателя переменного тока. Нарезание резьбы на этих станках осуществляется с помощью ходового винта, который получает движение от шпинделя через гитару сменных зубчатых колес.

В более крупных станках этой гаммы привод подач и ускоренный ход осуществляются от отдельного электродвигателя постоянного тока, расположенного на фартуке. Резьба нарезается с помощью накладного винторезного суппорта. Коробки подач в станках гаммы встроены в фартук. На станках предусмотрены электрокопировальные устройства на электромагнитных муфтах.

КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ АГРЕГАТОВ И МЕХАНИЗМОВ

ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИВОДОВ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ И ПОДАЧИ

Для регулирования частоты вращения шпинделя в токарно-винторезных станках применяются: 1) ступенчато-шкивные передачи; 2) коробки скоростей со ступенчатым изменением частоты вращения: а) при неразделенном приводе — механизмы коробок скоростей для регулирования частоты вращения, расположенные полностью в шпиндельной бабке; б) при разделенном приводе — коробки скоростей, расположенные в нижней части тумбы или станины станка с переборными устройствами, расположенными чаще всего в шпиндельной бабке; 3) бесступенчатые вариаторы; 4) приводы с многоскоростным электродвигателем переменного тока (с переключением полюсов) в сочетании с коробкой скоростей, дающей основной ряд частот вращения; 5) приводы с регулируемым электродвигателем постоянного тока в сочетании с коробкой скоростей, механические ступени которой играют роль переборов для ряда, получаемого регулировкой электродвигателя; 6) гидродвигатели.

В большинстве современных моделей токарных станков, особенно малых и средних размеров, в качестве привода главного движения и подач применяются механические передачи со ступенчатым изменением скоростей (коробки скоростей) с приводом от асинхронного электродвигателя с коротко-замкнутым ротором.

Механические коробки скоростей обладают большой надежностью в работе, жесткостью характеристики, высоким к. п. д.; простотой конструкции и рядом других преимуществ. В отдельных станках (1Е61М и 1Е61МТ) применяются асинхронные короткозамкнутые двигатели с повышенным скольжением (7—16% вместо 2—5%). Повышение скольжения достигается увеличением сопротивления обмотки ротора, в связи с чем потери на нагрев обмоток при пуске у этих двигателей меньше; следовательно, допустимое число включений при одинаковых условиях нагружения у них больше. Изменение частоты вращения в коробках скоростей токарных станков осуществляется чаще всего с помощью передвигных зубчатых колес. Такие коробки скоростей отличаются наибольшей компактностью и меньшим количеством деталей.

На рис. 11, а, б представлены применяемые отдельными заводами технологичные способы соединений зубчатых колес в пере-

движные блоки. Для конструкции, изображенной на рис. 11, б, вместо шлицевого вала применен вал из профильного калиброванного прутка специального сечения.

На рис. 12 показано соединение переводного рычага и подвижного блока с помощью радиального шарикового подшипника.

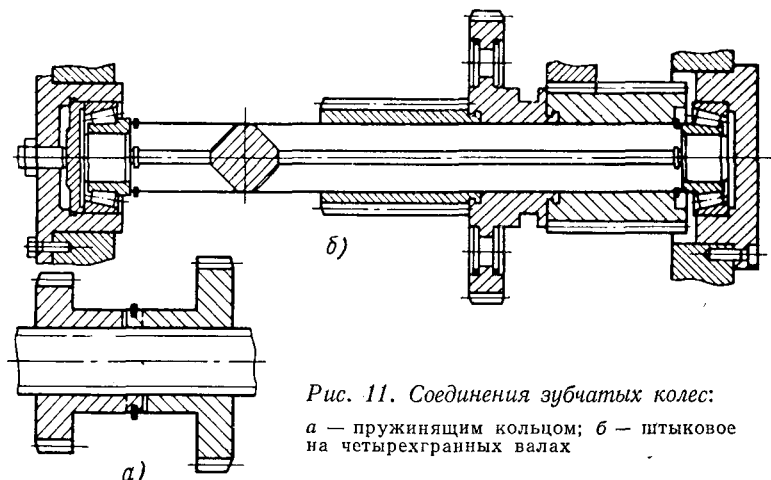


Рис. 11. Соединения зубчатых колес:

а — пружинящим кольцом; б — штыковое на четырехгранных валах

В качестве множительных передач для получения низких чисел оборотов и, соответственно, больших крутящих моментов в коробках скоростей применяются переборы.

При разделенном приводе перебор, расположенный в шпindelной бабке, позволяет разгрузить ременную передачу, по сравнению с тем вариантом, когда все частоты вращения сообщаются непосредственно шпинделю от коробки скоростей ременной передачей. Переборы могут быть как одинарные (см. рис. 1), так и двойные (рис. 13). Передаточное число перебора зависит от характеристики звена увеличения шага (стр. 184).

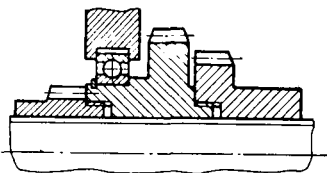


Рис. 12. Соединение переводного рычага с блоком

Вместе с тем механические передачи со ступенчатым, неавтоматизированным изменением скоростей обладают рядом существенных недостатков. Известно, что обработка торцовых конических и фасонных поверхностей при постоянной частоте вращения приводит к непрерывному изменению фактической скорости резания, что ухудшает качество обработанной поверхности и снижает производительность труда.

Бесступенчатое регулирование осуществляется в станках с помощью механических вариаторов, электромоторов постоянного тока и в некоторых случаях с помощью гидроприводов. В отечественных токарных станках вариаторы с широким клиновым рем-

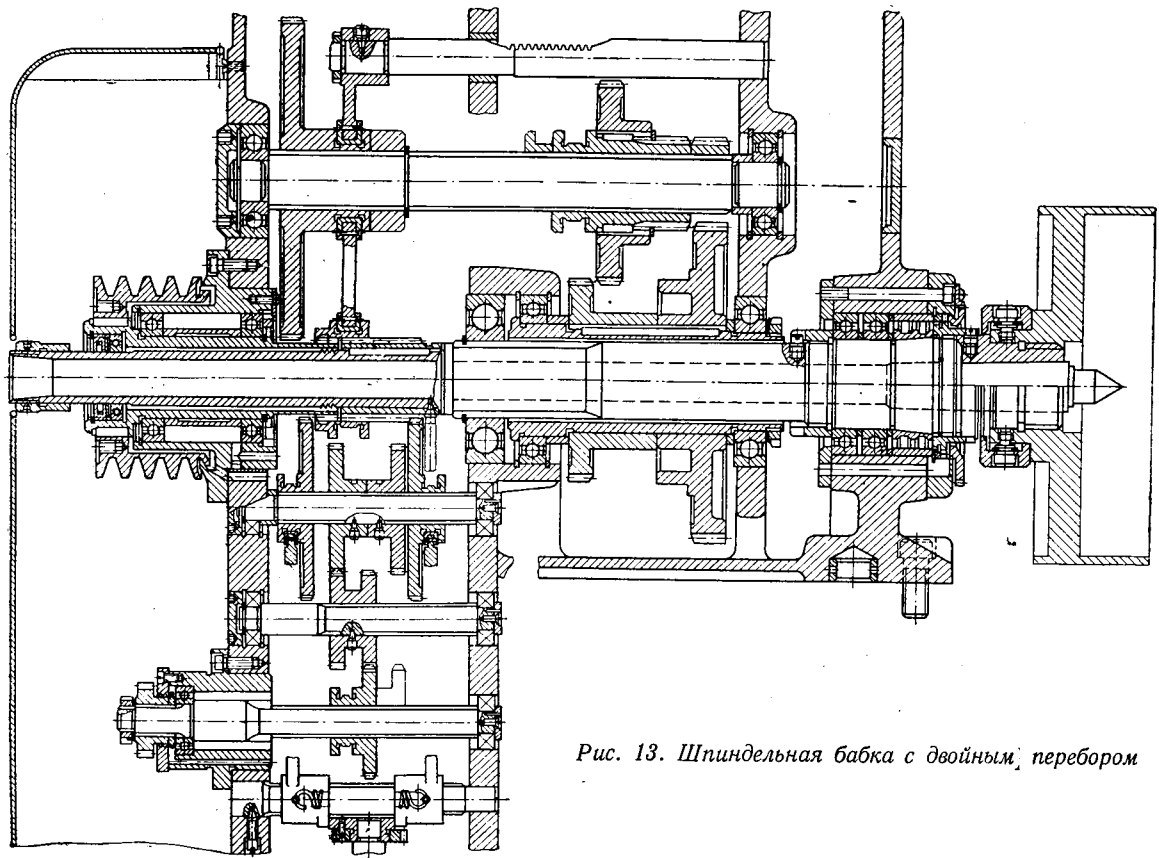


Рис. 13. Шпиндельная бабка с двойным перебором

нем в сочетании с переборами или без него получили распространение в станках 1601 для обработки деталей диаметром 125 мм, 1604 — диаметром 200 мм и 16Б04П — диаметром 200 мм.

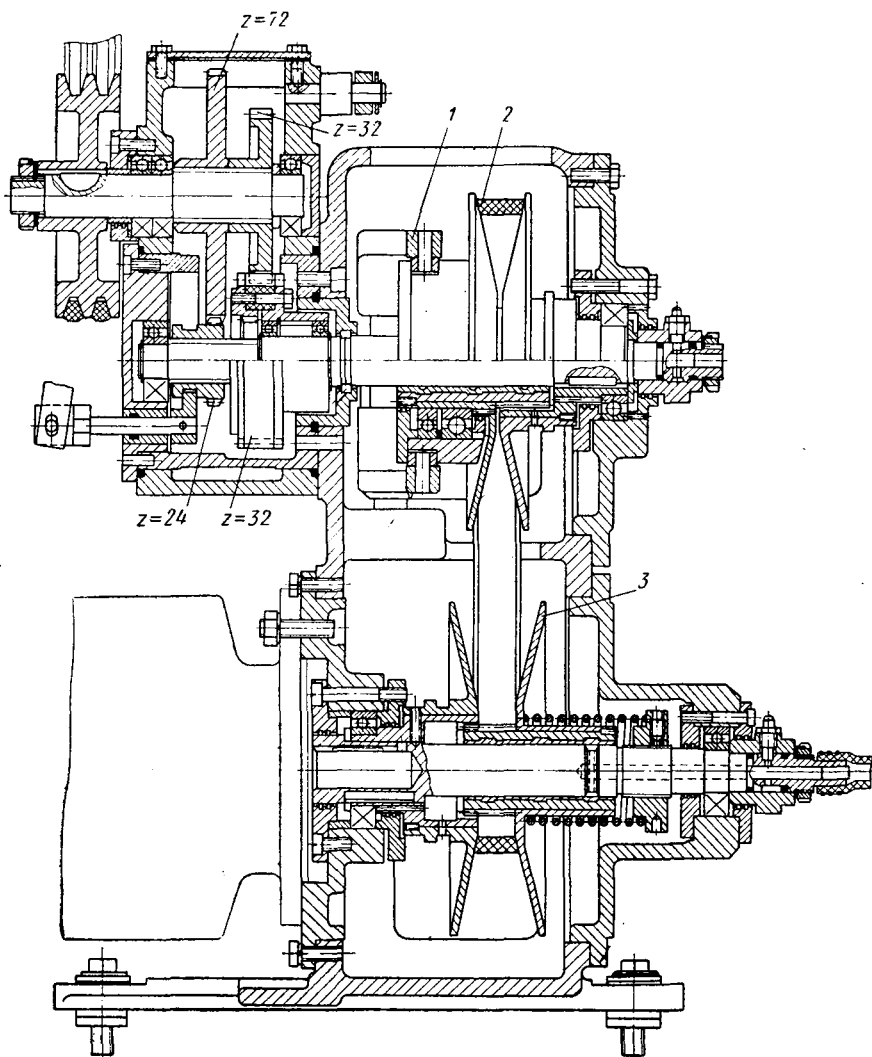


Рис. 14. Вариатор станка 16Б04П

На рис. 14 изображен вариатор станка 16Б04П для бесступенчатого регулирования с широким клиновым ремнем. К корпусу вариатора прикреплена коробка на две механические ступени. Передаточное отношение вариатора регулируется путем изменения расстояния между фрикционными дисками с помощью рукоятки 1, которая передвигает диск 2. Одновременно, преодолевая действие

пружины, передвигается диск 3. В зависимости от положения зубчатого колеса $z = 24$ включается та или иная механическая ступень, и шкив получает вращение через зубчатые передачи $\frac{32}{32}$ или $\frac{24}{72}$.

Для автоматизированных станков и станков с программным управлением необходимы приводы, которые имели бы бесступенчатое регулирование и легко поддавались автоматизации. Регулируемые электродвигатели постоянного тока широко применяются в тяжелых станках. В последнее время заметна тенденция применения регулируемых электродвигателей постоянного тока и в станках меньших типоразмеров, преимущественно в точных станках. Применение такого привода в точных станках позволяет получить не только бесступенчатое регулирование частоты вращения, но и сократить или полностью исключить зубчатые колеса—основной источник вибраций в станках. Однако до появления тиристорных регулируемый привод постоянного тока выполнялся по системе генератор—двигатель, электромашинный усилитель—двигатель и как привод с магнитными усилителями. Потребляемая мощность при этом значительно (в 2 раза и более) превышает мощность, потребную на резание, и мощность электродвигателя привода главного движения. В данном случае имеет место низкий к. п. д., вся установка с преобразователем имеет большой вес, занимает большие площади и имеет высокую стоимость.

Сложность электрической схемы, наличие коллекторов, скользящих контактов у преобразователя и электродвигателя приводят к недостаточной надежности и требуют высокой квалификации обслуживающего персонала, усложняют и удорожают ремонт; поэтому они применяются лишь в тяжелых станках. В качестве примера можно отметить электроприводы тяжелых токарных станков 1А660, 1А665, 1А670 и др., выпускаемых Краматорским заводом тяжелого станкостроения. Главный привод этих станков выполнен по системе генератор—двигатель. Для питания электродвигателя постоянного тока главного привода применен трехмашинный преобразовательный агрегат, содержащий асинхронный двигатель, генератор постоянного тока и возбудитель. Частота вращения электродвигателя главного привода регулируется при постоянной мощности в пределах 300—1500 об/мин. В передней бабке в результате наличия трех механических ступеней общий диапазон частот вращения шпинделя увеличивается до 1 : 125. При этом мощность используется полностью на двух ступенях.

Привод подач станков 1А670, 1А675 и 1А680 осуществляется от электродвигателя постоянного тока с электромагнитным усилителем. Механизм подачи электрически связан по скорости с приводом главного движения. Электрический вал обеспечивает возможность бесступенчатого изменения подачи при значительном упрощении управления станком, механизмами фартука и суппорта.

В приводах подач токарных станков и в особенности станков с программным управлением, помимо электродвигателей постоянного тока общепромышленного применения используются новые виды машин постоянного тока — двигатели с гладким и печатным якорем. Двигатели с гладким якорем имеют лучшие эксплуатационные показатели по сравнению с обычными двигателями с пазовым ротором, допускают большую частоту реверсов и пусков, значительно большие (до 10-кратных) перегрузки по току и обладают большим быстродействием, что очень важно для контурных систем программного управления. По своему быстродействию они приближаются к гидравлическим двигателям. У двигателей с печатным якорем быстродействие также выше, чем у электродвигателей общепромышленного применения. Технология изготовления печатного якоря проста, а поэтому он дешев. Вследствие малых размеров по длине такие двигатели удобно встраиваются в приводы подач малых и средних станков.

Ряд фирм и заводов работают над созданием и применением в цепях подач станков с программным управлением специальных силовых шаговых электродвигателей (без гидроусилителей).

ТИРИСТОРНЫЙ ПРИВОД

Замена электромашинных преобразователей статическими на базе тиристоров позволяет значительно уменьшить габаритные размеры и вес, улучшить энергетические показатели, повысить надежность в работе и получить меньшую стоимость. Создается возможность более широкого применения регулируемых приводов постоянного тока не только в станках с программным управлением и автоматизированных станках, но и в обычных средних и малых универсальных токарных станках. Промышленность изготавливает серийно разработанные в ЭНИМСе приводы типа ПТЗ и ПТЗР. Привод ПТЗ нереверсивный, изготавливается мощностью от 1,15 до 11 *квт*. Привод ПТЗР — реверсивный, изготавливается мощностью от 0,6 до 11,3 *квт*. Регулирование скорости вращения приводов осуществляется плавно путем изменения напряжения на якоре двигателя (при постоянном моменте) в диапазоне 1 : 100. . . 200, а также ступенчато ослаблением поля в обмотке возбуждения (при постоянной мощности) в диапазоне 1 : 1,3. . . 3. Указанные приводы могут быть использованы в цепях подач станков. Для цепей главного движения в ЭНИМСе разработан привод серии ПКВТ с двухзонным регулированием и мощностью 1,5—15 *квт*, т. е. с регулированием напряжения на якоре двигателя и регулированием силы тока в обмотке возбуждения. Диапазон регулирования скорости при изменении напряжения якоря — 1 : 8 при изменении тока в обмотке возбуждения — 1 : 2. . . 1,4. Для приводов главного движения токарных станков необходимо регулирование при постоянной мощности. Регулирование же частоты вращения электродвигателя постоянного тока изменением

напряжения на якоре выполняется при постоянном допустимом моменте. Мощность с уменьшением частоты вращения пропорционально падает, в связи с этим на малых оборотах станок не может полностью использоваться по мощности, необходимо значительно превышать установленную мощность электродвигателя. Поэтому в приводах главного движения токарных станков регулирование частоты вращения путем изменения напряжения на якоре электродвигателя желательно осуществлять в небольших пределах (обычно не более 1 : 5). Исключение могут составлять высокоточные станки, на которых выполняются работы с малой загрузкой. Диапазон регулирования изменением напряжения на якоре электродвигателя для них может быть больше. Регулирование частоты вращения изменением силы тока в обмотке возбуждения электродвигателя осуществляется при постоянной мощности электродвигателя и в сторону увеличения по сравнению с номинальной частотой вращения. Диапазон регулирования у обычных двигателей составляет 1 : 2, а у двигателей специального исполнения он может быть повышен до 1 : 4.

Необходимо отметить, что тиристорные приводы ПТЗ и ПТЗР имеют сравнительно сложную схему. В них применена трехфазная схема выпрямления и имеется входной силовой трансформатор, поэтому габаритные размеры их сравнительно велики. С этой точки зрения, для приводов, к которым не предъявляются высоких требований к качеству регулирования, и особенно для маломощных приводов такого типа, желательно иметь тиристорные приводы упрощенные, бестрансформаторные и однофазные. Размеры и стоимость таких приводов меньше, чем серийных, они удобно встраиваются в средние и малые станки. Примером такого привода может служить тиристорный привод главного движения высокоточного станка 97ИТ, разработанный на Ижевском машиностроительном заводе. Электропривод главного движения этого станка состоит из электродвигателя типа МИ-32 защищенного исполнения (мощность 3,2 квт, номинальная частота вращения 2500 об/мин; напряжение 220 в) и тиристорного преобразователя.

Тиристорный преобразователь (рис. 15) собран по однофазной полууправляемой мостовой схеме. Питание моста осуществляется без трансформатора непосредственно от сети. Мостовая схема состоит из двух диодов $D1$ и $D2$ и двух тиристоров $T1$ и $T2$. Диод $D3$ служит для гашения э. д. с. самоиндукции якоря двигателя при работе в режиме прерывистых токов. Регулирование среднего выпрямленного напряжения на якоре двигателя осуществляется путем изменения фазы импульсов, поступающих на управляющие электроды тиристоров $T1$ и $T2$.

Управляющие электроды тиристоров подключены к схемам формирования управляющих импульсов, состоящим из динисторов $D10$ и $D11$, резисторов $R5$ и $R6$ и конденсаторов $C1$ и $C2$. Питание схем формирования осуществляется от классической схемы фазосдвигающего моста, состоящего из трансформатора Tr

со средним выводом, конденсаторов $C3$ и схемы, выполняющей роль переменного активного сопротивления и состоящей из диодов $D6-D3$, транзисторов $T3$ и $T4$, конденсатора $C4$ и резисторов $R1$, $R2$ и $R3$. Для обратной связи по скорости применен тахогенератор $TГ$. Работа привода по этой схеме осуществляется следующим образом: в точках a и b существует переменное напряжение, фазу которого по отношению к питающему напряжению можно фазосдвигающим мостом регулировать до 180 электрических градусов. Регулирование фазы осуществляется подачей различных уровней постоянного напряжения на базу транзистора $T4$.

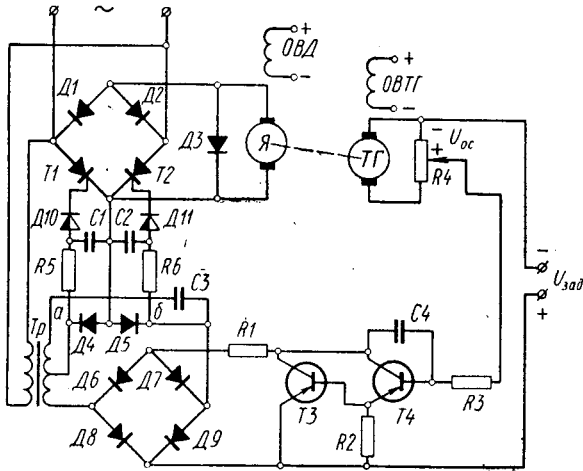


Рис. 15. Схема тиристорного преобразователя

Этим напряжением питаются RC -цепи $R5C1$ и $R6C2$. Когда конденсатор $C1$ или $C2$ зарядится до напряжения, на которое рассчитан диностор $D10$ или $D11$, происходит открывание диностора и через управляющий электрод одного из тиристоров пройдет импульс, который откроет тиристор. Фаза открытия тиристора, а следовательно, величина выпрямленного напряжения будет зависеть от фазы напряжения в точках a и b , а последняя регулируется изменением величины задающего напряжения $V_{зад}$. Для стабилизации скорости вращения двигателя, задающее напряжение алгебраически суммируется с напряжением обратной связи, снимаемым с тахогенератора $TГ$. Тиристорный привод, выполненный по этой схеме, может быть собран из покупных элементов и имеет небольшие габаритные размеры. Привод имеет диапазон регулирования 1 : 10. Испытания показали, что частота вращения двигателя при холостом вращении и номинальной нагрузке изменяется не более чем на $\pm 5\%$ во всем диапазоне регулирования от 300 до 3000 об/мин.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД

В токарных станках относительно широкое применение, главным образом в механизмах подачи, получает гидравлический привод, основные достоинства которого — возможность бесступенчатого регулирования, автоматизация управления, малые габаритные размеры и вес, приходящиеся на единицу мощности. Гидропривод применяется для гидрокопировальных суппортов, для механизации и автоматизации задних бабок, зажимных устройств, устройств для переключения зубчатых колес в тяжелых станках. Наличие на станке гидронасоса может использоваться для гидростатических подшипников и направляющих.

Новые возможности для применения регулируемого гидропривода в станках открываются в связи с созданием комплектных регулируемых приводов на базе низкооборотных высокомоментных гидродвигателей, а также в связи с успехами по миниатюризации гидравлической аппаратуры с применением высоких давлений. Гидравлический привод для цепей главного движения токарных станков в мировой практике станкостроения получил пока ограниченное применение. Тем не менее, учитывая наличие серьезных достоинств гидравлического привода, работы по созданию и применению регулируемых гидроприводов для главного движения продолжают и имеется достаточно примеров его успешного применения.

В приводах главного движения распространение получают регулируемые гидropередачи вращательного движения с объемным регулированием. Наибольшее применение из них получил регулируемый гидропривод с закрытой циркуляцией масла и минимальным объемом бака для восполнения утечек [12]. Такой привод компактен, в нем просто осуществляется регулирование скорости путем изменения рабочего объема как насоса, так и гидродвигателя, а также реверсирование. Поддержание постоянного давления и быстрое восполнение утечек из бака осуществляется с помощью шестеренного насоса малой производительности. Регулирование производительности насоса путем изменения рабочего объема осуществляется при постоянном допустимом моменте, мощность же меняется прямо пропорционально частоте вращения. Регулирование гидродвигателем осуществляется при постоянной мощности и изменяющемся крутящем моменте, что и требуется для главного привода. Диапазон регулирования скорости гидродвигателем обычно равен не более 3, насосом — 400—450. Для главного движения станков средних размеров из числа регулируемых гидроприводов получили распространение приводы, состоящие из аксиально-плунжерного насоса и гидродвигателя. Такой привод имеет малые габариты и вес, хорошо размещается в основании станка.

Регулируемые и нерегулируемые гидромоторы нашли применение в независимых приводах продольных и поперечных подач

некоторых автоматизированных станков и станков с программным управлением. Такие приводы применяются в автоматизированных станках: IC62 завода «Красный пролетарий», SE830N фирмы «Egnault Somua» (Франция), Sag-24NC фирмы «Graziano» (Италия), M1120B/NC фирмы «VDF» (ФРГ) и некоторых других. Для получения широкого диапазона рабочих подач и ускоренного хода гидромотор часто снабжается механическим редуктором либо для этой цели устанавливают дополнительно электродвигатель. Однако имеются низкооборотные высокомоментные гидродвигатели, которые обеспечивают передачу значительных крутящих моментов и широкий диапазон регулирования без редукторов, в частности с диапазоном регулирования до 15 000 при управлении струйными золотниками. Эти приводы могут успешно использоваться как в цепях подач, так и в цепях главного движения.

В приводах подач значительное применение получили гидроусилители крутящих моментов. Совместно с шаговыми двигателями, особенно в станках с программным управлением, их использование значительно упрощает систему программного управления; вследствие значительных передаваемых крутящих моментов возможно осуществление непосредственного соединения их с винтом без редуктора.

В приводах подач токарных станков находит применение пневмогидравлический поршневой привод с непосредственным перемещением салазок. Пневмогидравлический привод сочетает простоту пневматических систем с хорошими эксплуатационными свойствами гидравлических при относительно малых габаритах и простоте настройки.

Вследствие трудностей применения гидроцилиндров для больших ходов этот привод получил применение лишь в небольших по размеру станках, преимущественно на заводах приборостроения и точной механики. Необходимо отметить, что в пневмогидравлических приводах происходит смешивание воздуха с маслом. Для исключения или уменьшения этого явления необходимо предусматривать специальные меры, например применять отдельные цилиндры, разделительные диафрагмы, специальные марки масла и т. д.

На рис. 16 схематично показан пневмогидравлический привод подачи суппорта малого токарного станка. Сжатый воздух из заводской сети через вентиль 1, фильтр-влагоотделитель 2 и регулятор давления 3 с манометром поступает в ресивер 4. Из ресивера с помощью крана 5 сжатый воздух подается в полость А или В гидропневмоаккумулятора, где он действует на рабочую жидкость (масло). Если сжатый воздух поступает в полость А гидропневмоаккумулятора, то масло из полости А через дроссель 6 и обратный клапан 7 поступает в левую полость гидроцилиндра, перемещая салазки 8 вправо. При подаче сжатого воздуха в полость В аналогично происходит перемещение салазок в обратном направлении.

При обработке цветных металлов и сплавов на станке с указанным приводом подачи обеспечивался 9-й класс чистоты и точность в пределах 1—2-го классов. Пневмогидравлический привод подачи дает возможность получить устойчивое движение в широких пределах, в том числе с малыми подачами порядка 0,02—0,05 мм/об при чистоте обработки поверхности по 8—9-му классам. Исследования пневмогидравлического привода, проведенные

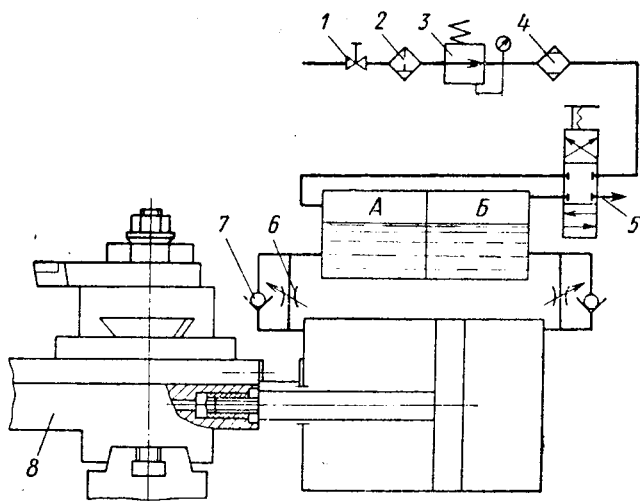


Рис. 16. Схема пневмогидравлического привода подачи

А. Н. Гавриловым и Э. М. Годиным [8] на станке 1К62, показали его высокие динамические качества как при работе на холостом ходу, так и при нагрузке.

ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Функции передаточных механизмов в токарных станках выполняют клиновые, плоские и зубчатые ремни, муфты различных конструкций, зубчатые и цепные передачи. Клиновые ремни в зависимости от профиля ремня применяются для скоростей до 30 м/сек. Плоские бесконечные ремни на синтетической основе применяются в приводе главного движения малых токарных станков (1600 и 1600В с $D = 100$ мм, 1Д601 и 1Д601П с $D = 125$ мм), а также в некоторых специальных быстроходных модификациях средних токарных станков (97ИТ с $D = 250$ мм и др.). Указанные ремни в соответствии с ВТУ-Д31-1 применяются для скоростей до 75 м/сек. Для повышения сцепления плоскоременной передачи со шкивом можно рекомендовать покрытие шкивов слоем резины (опыт Ижевского машиностроительного завода). Этот процесс заключается в выполнении по наружному диаметру шкива накатки или резьбы, с нанесением затем слоя эбонита и слоя резины.

Накатка или резьба выполняются для исключения сдвига нанесенных слоев эбонита и резины относительно стальной основы шкива. Слой эбонита способствует прочному соединению резины со шкивом. При применении обрезиненных шкивов, по данным некоторых исследований, коэффициент трения скольжения достигает 0,8—0,9 при скоростях до 3 м/сек. При увеличении скоростей этот коэффициент падает и при $v = 26$ м/сек составляет величину 0,1. Это объясняется образованием воздушной подушки между поверхностью шкива и ремнем. Для уменьшения ее действия на шкивах целесообразно выполнять воздухоотводящие канавки.

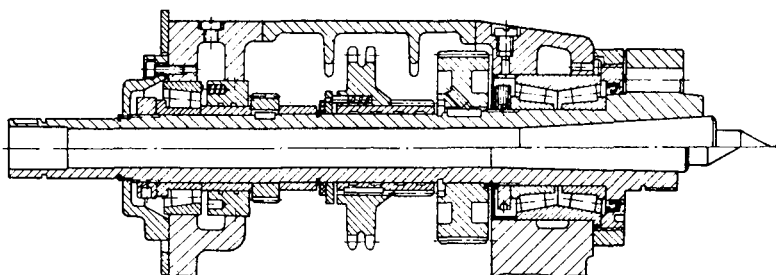


Рис. 17. Цепная передача к шпинделю станка H130C фирмы «De Valliere» (Франция)

В токарных станках находят применение плоскозубчатые ремни, выпускаемые по нормали ОН-6-07-5—63. Ремни на внутренней поверхности имеют зубья. Вращение передается вследствие зацепления зубьев ремня с зубьями шкивов. В результате использования металлического троса, навитого по спирали и находящегося внутри, эти ремни почти не вытягиваются и практически не требуют регулировки натяжения в процессе работы, а следовательно, не требуют дополнительного места для опускания электродвигателя или редуктора для изменения натяжения ремня.

Плоскозубчатые ремни рекомендуются к применению для скоростей не более 40 м/сек. Получают распространение передачи с поликлиновыми ремнями, которые являются перспективными в связи с повышенной несущей способностью [47]. В отдельных токарных станках находят применение в приводе главного движения цепные передачи (рис. 17). Применение цепных передач устраняет трудности, связанные с необходимостью надежной защиты ремней от попадания масла и созданием натяжных устройств. Использование цепей повышает долговечность передачи, снижает крутильные колебания. Однако для обеспечения бесшумной и безвибрационной работы требуются дорогие цепи высокого качества.

В ряде случаев для передачи движения от электродвигателя на редуктор или на шпиндельную бабку вместо ременных передач

применяются муфты: втулочного типа, зубчатые, упругие, втулочно-пальцевые, фрикционные дисковые, электромагнитные дисковые и некоторые другие.

Жесткие муфты втулочного типа и зубчатые муфты применяются в станках, детали главного привода которых имеют небольшой момент инерции. Зубчатые муфты допускают смещение соединяемых валов вследствие зазоров в зацеплении, обладают высокой нагрузочной способностью и надежны в работе. Упругие муфты компенсируют возникающие в приводе инерционные нагрузки от резких колебаний крутящих моментов.

Наибольшее распространение получили фрикционные дисковые муфты с ручным управлением. Эти муфты обеспечивают плавность включения; обладают возможностью регулирования, удобны в управлении.

Значительное распространение получают и электромагнитные дисковые муфты, преимущественно бесконтактного типа, которые позволяют автоматизировать управление станками. Дисковые муфты с гидравлическим управлением имеют преимущества перед электромагнитными, так как не вызывают нагрева и намагничивания деталей.

ШПИНДЕЛЬНЫЕ ПОДШИПНИКИ

В качестве передней опоры шпинделя, воспринимающей радиальную нагрузку, наибольшее применение получил двухрядный радиальный роликовый подшипник с коническим отверстием внутреннего кольца серии 3182100 вследствие высокой грузоподъемности, жесткости, возможности регулирования радиального зазора и достаточно высокой быстроходности. Для восприятия осевых нагрузок в передней опоре могут устанавливаться радиально-упорные или упорные подшипники. В малых станках (1600В, $D = 100$ мм, 1Д601П, $D = 125$ мм; 1601, $D = 125$ мм) в передней опоре применяются радиально-упорные подшипники. В качестве задней опоры нашли применение следующие подшипники: радиальный шариковый (1Д601П, $D = 125$ мм; 1601, $D = 125$ мм; 1604, $D = 200$ мм; 1П611, $D = 250$ мм); сдвоенные шариковые подшипники радиально-упорные серии 36000 или 46000, воспринимающие как радиальную, так и осевую нагрузки (1К62, $D = 400$ мм; 1А625, $D = 500$ мм); упорный и радиально-упорный (1И611П, $D = 250$ мм; 1А616П, $D = 320$ мм; 1Е61М, $D = 630$ мм); двухрядный радиальный подшипник с внутренним конусом серии 3182100 (1А64, $D = 800$ мм; 165, $D = 1000$ мм; 1А670, $D = 2000$ мм); радиально-упорный с коническими роликами серии 2007100 (1А660, $D = 1250$ мм; 1А665, $D = 1600$ мм). В некоторых станках в середине шпинделя введена третья опора (1А64, $D = 800$ мм; 165, $D = 1000$ мм).

Регулирование радиального зазора в опоре с двухрядным роликовым подшипником серии 3182100 осуществляется путем

перемещения внутреннего кольца по конической шейке шпинделя. Для предотвращения перекоса внутреннего кольца и перетяжки подшипника на шпинделе между буртом шпинделя и внутренним кольцом подшипника спереди его часто устанавливают дистанционное кольцо с непараллельностью торцов не более 3 мкм. Чтобы устранить разборку шпиндельного комплекта для подшлифовывания торцов кольца (при регулировании радиального зазора) применяются конструкции с разрезным передним дистанционным кольцом 1 (рис. 18). Точность монтажа подшипников в значи-

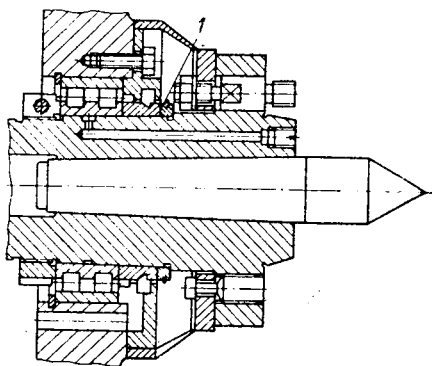


Рис. 18. Подшипник с разрезным дистанционным кольцом и гайкой

тельной мере зависит от точности сопрягаемых деталей. В шпиндельных опорах токарных станков находят применение конические роликовые подшипники типа «Gamet» и упорно-радиальные шариковые подшипники с углом контакта 60° , предназначенные для установки в комбинации с подшипниками типа 3182100.

Для унифицированной гаммы отечественных средних токарных станков $D = 250 \div 500$ мм в качестве шпиндельных опор приняты подшипники типа «Gamet». Конструкция

шпиндельных опор с подшипниками «Gamet» изображена на рис. 17. На рис. 19 приведена конструкция шпиндельного узла с использованием в передней опоре для восприятия осевых нагрузок упорно-радиального подшипника с углом контакта 60° . Этот подшипник предназначен для применения в комбинации с подшипником типа 3182100.

На рис. 20 показаны шпиндельные опоры токарных станков на игольчатых подшипниках фирмы «Voley—Leinen» (ФРГ), применяемые для легких токарных станков. Устранение излишнего радиального зазора в игольчатых подшипниках осуществляется путем осевого перемещения и деформации наружных колец 1 и 2. Вследствие упругости этих колец создается предварительный натяг.

Конструкция шпиндельной бабки токарного станка НВХ-360 фирмы «Сазанеув», представленного на рис. 21, отличается применением нормализованного шпиндельного комплекта с относительно коротким шпинделем в сборе с опорами на конических роликовых подшипниках и общей наружной гильзой, монтируемой в корпус шпиндельной бабки.

Подшипники скольжения находят применение в высокоточных станках и в ряде случаев в крупных и тяжелых токарных станках. Получают распространение новые типы подшипников скольже-

38

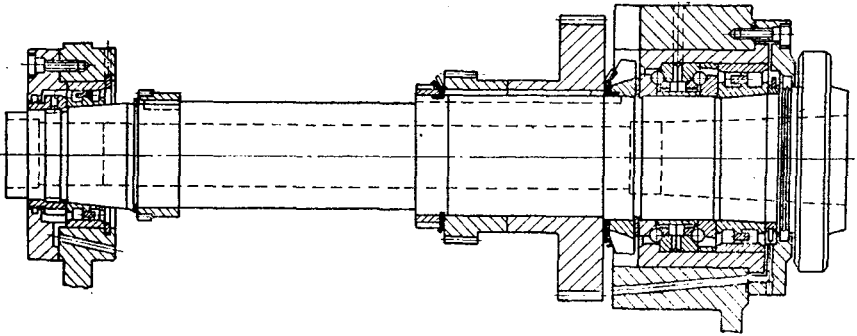


Рис. 19. Шпиндель с упорно-радиальным подшипником с углом контакта 60°

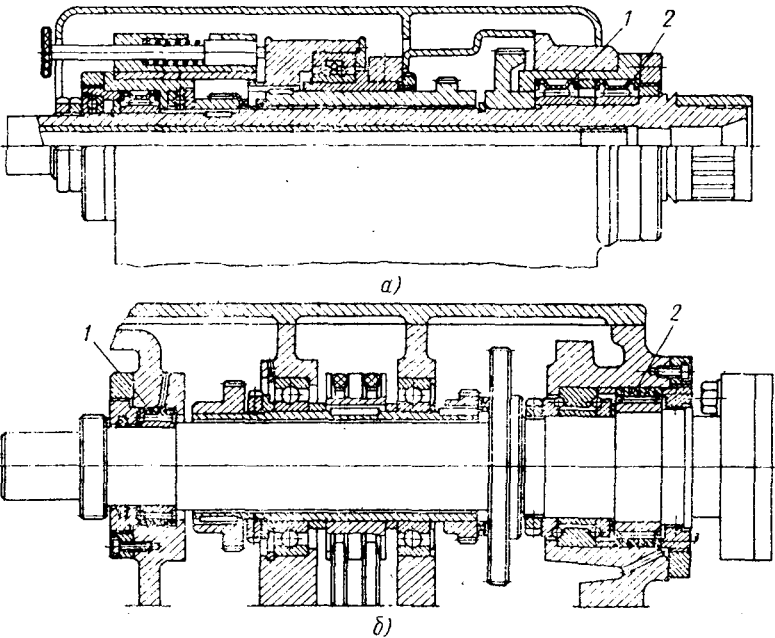


Рис. 20. Шпиндельные опоры на игольчатых подшипниках:
 а — шпиндель на игольчатых подшипниках с упорными подшипниками в задней опоре; б — шпиндель на игольчатых подшипниках с упорно-радиальным подшипником в передней опоре

ния — многоклиновые гидродинамические и гидростатические. В этих подшипниках устранен ряд недостатков обычных подшипников скольжения (одноклиновых), в связи с чем они широко применяются в высокоточных и быстроходных токарных станках.

Из одноклиновых подшипников скольжения в токарных станках получили распространение подшипники для цилиндрической шейки по типу, изображенному на рис. 22, и для конической шейки по типу, изображенному на рис. 23. Регулирование диаметрального зазора в первом случае осуществляется путем осевого перемещения вкладыша, имеющего наружную коническую поверхность по коническому отверстию стакана, запрессованного

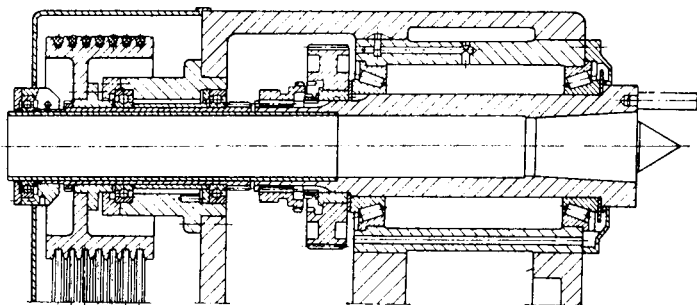


Рис. 21. Шпиндельная бабка станка НВХ-360 фирмы «Сагапешев»

в корпус шпиндельной бабки. Для обеспечения возможности регулирования вкладыш имеет надрезы и разрез по длине, который заделывается мягким материалом (деревом, фетром и т. д.). Однако наличие этой прорези ухудшает условия смазки.

Другим недостатком указанного подшипника является искажение формы отверстия при регулировании, что вызывает необходимость частой перешабровки рабочей поверхности.

Подшипник, изображенный на рис. 23, лишен этих недостатков. Регулирование диаметрального зазора в нем осуществляется перемещением вкладыша вдоль конической поверхности шпинделя. В данном подшипнике при расположении осевой опоры сзади и перемещении шпинделя вперед при нагреве имеется возможность автоматического регулирования зазора в зависимости от скорости вращения шпинделя. Для этого необходимо опытным путем для каждой конструкции подобрать наиболее оптимальный угол конусности.

Недостатком конического подшипника является высокая трудоемкость доводки соприкасающихся поверхностей отверстия вкладыша и конической шейки шпинделя, а также и трудность регулирования.

Общим недостатком одноклиновых подшипников является нестабильность положения оси вращающегося шпинделя. Образование одного масляного клина не может обеспечить одинаковую

жесткость в различных радиальных направлениях. Поэтому при колебаниях сил резания или воздействии динамических нагрузок, возникающих из-за неуравновешенности обрабатываемых деталей, одноклиновые подшипники не обеспечивают стабильной точности. Более совершенным типом гидродинамического подшипника скольжения является многоклиновый подшипник. Этот подшипник вследствие наличия нескольких масляных клиньев создает охват шейки шпинделя с разных сторон, обеспечивая тем самым постоянство положения оси шпинделя и равномерность жесткости в различных радиальных направлениях. Из многоклиновых подшипников наибольшее распространение получают подшипники, в которых опорные сегменты самоустанавливаются

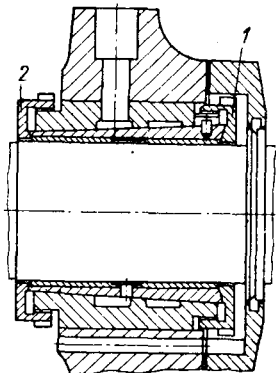


Рис. 22. Подшипники скольжения для цилиндрической шейки:

1, 2 — гайки для регулирования зазора

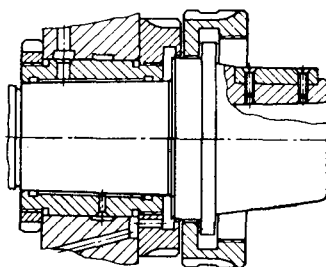


Рис. 23. Подшипник скольжения для конической шейки

в радиальном и осевом направлениях.

На рис. 24 изображена конструкция шпиндельной опоры высокоточного станка 1В616 с подшипником ЛОН-58, разработанного в ЭНИМСе. В этом подшипнике на основании 1, на упругих ножках 2 находятся опорные сегменты 3. Опорные сегменты за счет упругих ножек имеют возможность самоустанавливаться в направлении вращения и вдоль оси, что позволяет избежать увеличения кромочных давлений при несоосности рабочих поверхностей. Регулирование радиального зазора осуществляется упругим сжатием по торцам гайкой 4 основания, имеющего форму арки. Для нормальной работы опорные сегменты должны находиться в масле.

Размеры подшипников ЛОН-58 нормализованы и приведены в руководящих материалах ЭНИМСа [73].

На рис. 25 изображена конструкция подшипника скольжения, применяемого в отечественном токарном станке 1Э610. В этом подшипнике в связи с деформированием средней части вкладыша относительно остальной его части создается масляный клин, давление в котором уравнивает давление в масляных клиньях в основной части поверхности вкладыша.

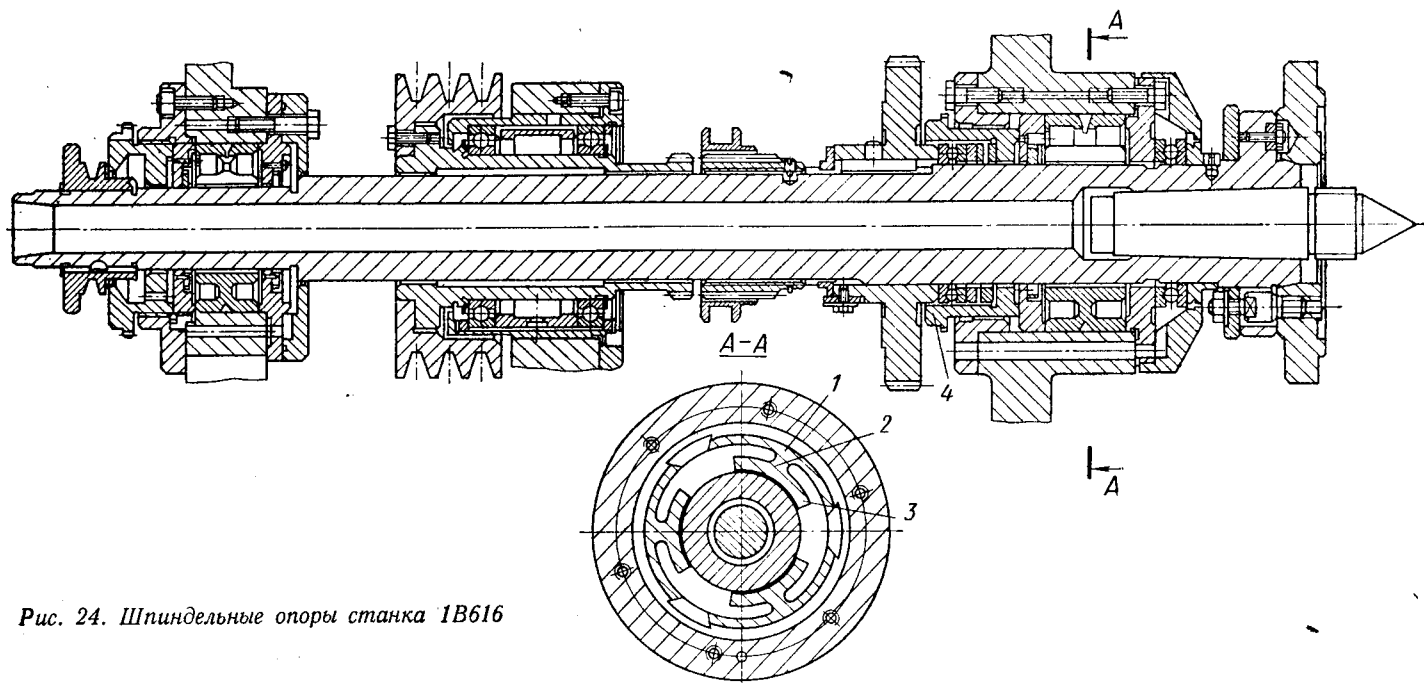


Рис. 24. Шпиндельные опоры станка 1В616

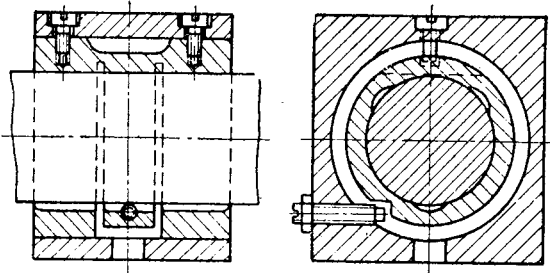


Рис. 25. Подшипник скольжения со сдвигаемой средней частью

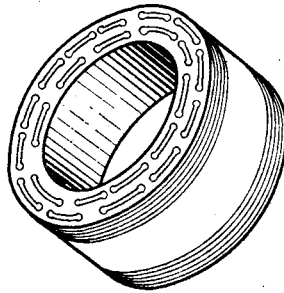


Рис. 26. Подшипник скольжения фирмы «Seibri»

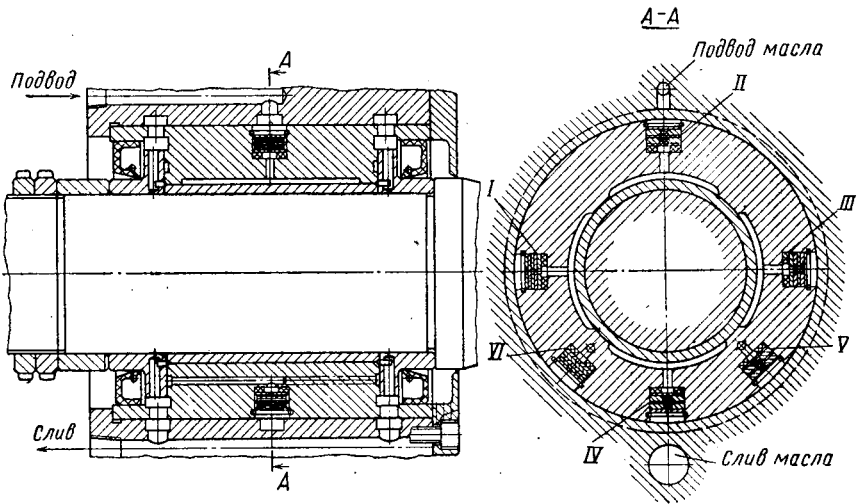


Рис. 27. Гидростатический подшипник

Японская фирма «Seibu» (рис. 26) применяет конструкцию подшипника скольжения, в котором в результате деформации стенок вкладыша воспроизведена схема многоклинового подшипника. В стенках вкладыша сделаны прорези. Под давлением масла на внутренней поверхности вкладышей создается волнистость и образуются масляные клинья аналогично схеме многоклинового подшипника.

В точных станках и в тяжелых станках с малым числом оборотов, когда трудно ожидать образования масляного клина из-за гидродинамического эффекта, находят применение гидростатические подшипники скольжения, в которых жидкостное трение и гарантированный для этого слой смазки создаются путем подачи масла под давлением в зазор между валом и вкладышем специальным насосом. Наибольшее распространение получает гидростатический подшипник (рис. 27) с подводом масла через дроссель трения и отводом масла в осевом и тангенциальном направлениях [72]. Дроссели обеспечивают поступление в каналы определенного количества масла.

Гидростатические подшипники ослабляют влияние погрешностей микро- и макрогеометрии рабочих поверхностей. В отличие от гидродинамических подшипников они работают более устойчиво в широком диапазоне скоростей и более долговечны.

УСТРОЙСТВА ДЛЯ ТОРМОЖЕНИЯ

В главном приводе токарных станков наибольшее применение нашли следующие виды торможения: механическое, с помощью электромагнитной муфты, противовключением, динамическое торможение.

Механическое торможение осуществляется преимущественно с помощью фрикционных муфт: дисковых (1А625, $D = 500$ мм) или конических (1623, $D = 400$ мм; ИЖ250, $D = 250$ мм) с помощью ленточного тормоза (1К62, $D = 400$ мм). Как правило, тормозные муфты сблокированы с пусковыми. Преимуществом этого вида торможения является наличие возможности с помощью пробуксовки осуществлять медленное вращение или поворот шпинделя; недостатком — громоздкость и сложность, отсутствие централизованного изготовления фрикционных тормозных муфт.

Электромагнитные муфты выпускают в централизованном порядке. Для торможения наиболее целесообразно применять бесконтактные муфты.

Для уменьшения размеров тормозных муфт, выбираемых по крутящему моменту, установка их осуществляется преимущественно в начале кинематической цепи на одном из быстроходных валов. Установка тормоза в начале кинематической цепи дает лучшие возможности для переключения зубчатых колес во время их замедленного вращаения, не дожидаясь полного останова цепи. Известны конструкции станков [$D = 250$ мм, VF-250 фирмы «Vuilleumier Freres» (Франция) и др.], в которых тормоз нахо-

дится на шпинделе, т. е. в конце кинематической цепи главного привода, что применяется главным образом на быстроходных, а также маломощных станках. Торможение в приводах с автоматическими коробками скоростей на электромагнитных муфтах осуществляется включением одновременно нескольких муфт (тормозная муфта в этом случае отсутствует). Торможение с помощью электромагнитных муфт применяется в станках 1В616 с $D = 320$ мм; 163 с $D = 630$ мм, в станках средней гаммы и др. Торможение противовключением (противотоком) применяется как в отечественных, так и в зарубежных токарных станках. Время и плавность торможения определяются подбором сопротивления, включаемого в одну из фаз цепи якоря. Для исключения разгона в обратном направлении в некоторых станках [1В616 с $D = 315$ мм, DLZ315 (ГДР) и др.] применяется реле контроля скорости (РКС). У большинства же малых токарных станков (1601 с $D = 125$ мм, 1604 с $D = 200$ мм), а также в станке 1Е61 с $D = 320$ мм торможение противотоком осуществляется без применения РКС — кратковременным включением для погашения скорости; дальнейшая остановка осуществляется силами сопротивления (трения и т. д.). Однако вследствие значительных нагрузок на привод при торможении противотоком (в случае отсутствия сопротивления) и значительных энергетических потерь (в случае торможения с помощью сопротивления) указанный способ получил ограниченное применение. Все большее распространение получает электродинамическое торможение, которое применяется как для асинхронных электродвигателей (1И611П с $D = 250$ мм, 1А616 с $D = 320$ мм, 1А64 с $D = 800$ мм, 165 с $D = 1000$ мм и др.), так и для двигателей постоянного тока.

Динамическое торможение у асинхронных двигателей получается при переключении любых двух фаз обмотки статора на постоянный ток переводом двигателя в генераторный режим. Отключение постоянного тока осуществляется с помощью реле контроля скорости (РКС) или реле времени. РКС автоматически меняет время выдержки на различных скоростях, но вследствие ряда недостатков (необходимость установки на электродвигатель или коробку скоростей, малая надежность работы) применяется реже, чем реле времени.

Применение реле времени в качестве включателя торможения позволяет упростить схему торможения и исключить механическую установку датчика контроля скорости. Однако выдержка времени торможения с помощью реле времени осуществляется по наивысшей скорости и, как правило, является завышенной по сравнению с действительно необходимым временем торможения, зависящим от начальной скорости, момента инерции заготовки, с патроном и т. д. Реле времени имеет нестабильное срабатывание (20%), а также недостаточную надежность. Рассмотрим бесконтактное реле контроля скорости (РКСМ) [33], созданное и внедряемое на Ижевском машиностроительном заводе (рис. 28). РКСМ

состоит из диска 1, бесконтактного конечного выключателя 2 (БВК 201-24) и реле КДР-1. Диск 1 крепят на одном из быстроходных валов коробки скоростей 3 и вводят в щель бесконтактного конечного выключателя (БВК), укрепленного неподвижно над диском.

В диске 1 имеются два ряда радиальных пазов, перекрывающих друг друга, в которых находятся алюминиевые пластинки 4.

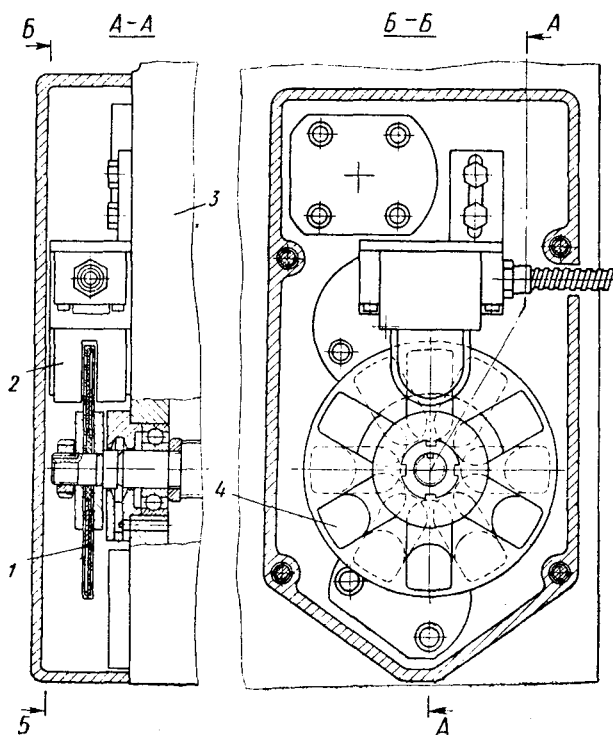


Рис. 28. Бесконтактное реле контроля скорости

Под действием центробежных сил эти пластинки смещаются от центра диска и перекрывают щель, срабатывает БВК и включается реле. Реле включает контактор торможения. При остановке вала пластинки отпадают, БВК отключает реле, которое обесточивает контактор торможения. Для улучшения работы РКСМ параллельно реле торможения подсоединяется конденсатор. Бесконтактное реле контроля скорости повышает надежность схемы торможения по сравнению с индукционным РКСМ и реле времени, уменьшает общее время торможения (а следовательно, нагрев обмоток электродвигателя и селенового выпрямителя), не требует ухода и регулировок при эксплуатации.

МЕХАНИЗМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Изменение чисел оборотов и подач в токарных станках осуществляется с помощью механизмов, управляемых вручную или автоматически. Ручное управление часто сочетается с элементами автоматического управления. К ручному управлению относится многорукояточное, однорукояточное, селективное, преселективное и кнопочное или клавишное управление для выключения и включения электромагнитных муфт.

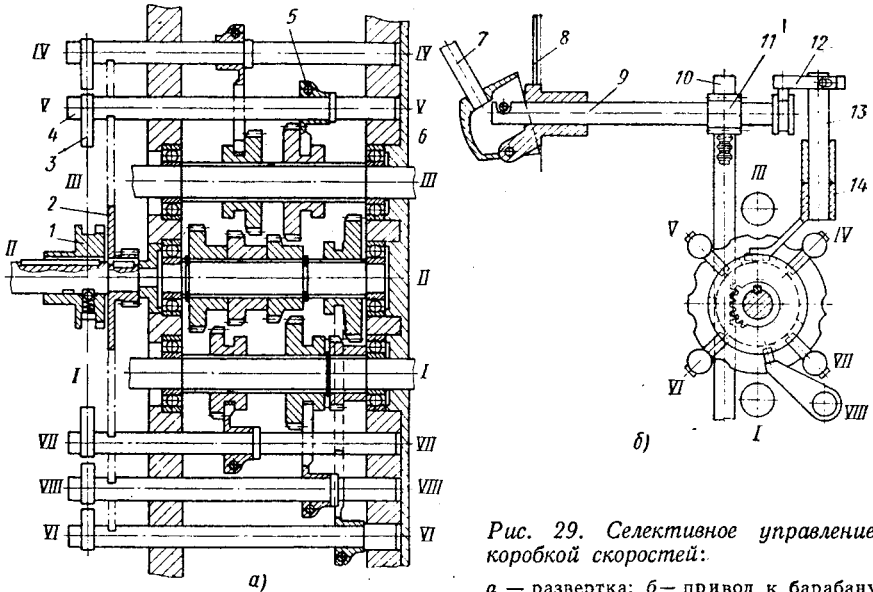


Рис. 29. Селективное управление коробкой скоростей:

а — развертка; б — привод к барабану

Многоручкояточное управление применяется преимущественно в станках с малым количеством переключаемых механизмов. В тяжелых токарных станках с большими и тяжелыми зубчатыми колесами переключение их осуществляется чаще всего с помощью гидроцилиндров и рычажных систем. Для контроля включения применяют сигнальные лампы, зажигающиеся при полном включении зубчатых колес.

Для сокращения органов управления применяется однорукояточное управление с помощью цилиндрических и плоских кулачков. Однако у этого способа имеется крупный недостаток, заключающийся в том, что при переключении производится последовательная установка всех промежуточных скоростей или подач. Это приводит к быстрому износу и к потере времени вследствие того, что при каждом промежуточном включении иногда зуб одного колеса не попадает во впадину другого колеса. Указанного недостатка нет при преселективном и селективном управлениях.

На рис. 29 изображена схема селективного управления коробкой скоростей станка 16Б20П средней гаммы. Особенностью этой

конструкции является наличие барабана 1 с продольными пазами, в которые входят штыри 3 тяг 4, управляющих с помощью вилок 5 перемещением одновенцовых шестерен 6. Для переключения скоростей необходимо рукоятку 7 оттянуть на себя, повернуть в требуемое положение по указателю 8 и подать вперед до отказа. При оттягивании рукоятки перемещается ось 9, происходит поворот рычага 12, оси 13 с рычагом 14, вследствие чего барабан, нажимая на штыри тяг, смещается вместе с ними вправо, возвращая зубчатые колеса в нейтральное положение.

При повороте рукоятки происходит перемещение круглой рейки 10 с помощью зубчатого колеса 11 и поворот барабана с помощью зубчатого колеса-диска 2. Комбинация продольных пазов на барабане для штырей определяет выбранную скорость. При перемещении рукоятки вперед барабан смещается влево, производя включение необходимых зубчатых колес. Тяги, у которых штыри оказались напротив пазов в барабане, остаются на месте, а управляемые ими зубчатые колеса — в нейтральном положении. Для исключения самопроизвольных смещений зубчатых колес из нейтрального положения на оси барабана установлен диск 2, входящий в пазы тяг. Для обеспечения возможности перемещения тяг при включении зубчатых колес на диске сделаны круговые выемки.

Все большее применение в современных станках получает преселективное управление, позволяющее произвести выбор и установку нужной скорости или подачи во время работы станка.

На рис. 30 изображена схема преселективного управления [32], примененного в двенадцатискоростной коробке скоростей станка ИБ11П с $D = 250$ мм. Управление перемещением двойных блоков зубчатых колес осуществляется с помощью четырех качающихся рычагов 2, приводимых в движение селекторными дисками 1 и 3. Комбинация отверстий на дисках обеспечивает включение необходимой скорости. Для сокращения количества отверстий зубчатые колеса в редукторе расположены так, что от одного набора отверстий работают по два рычага. Возврат дисков вниз осуществляется под действием пружины 4 и сил веса перемещаемых деталей.

Для автоматического притормаживания вращения коробки скоростей при переключении рычаг 8 имеет свободный ход 1 на величину, позволяющую до начала перемещения дисков нажать на конечный выключатель (на схеме не показан) для выключения электродвигателя. Ролики на концах рычагов 11 (сверху) под действием пружины входят в фиксаторные гнезда переключающих рычагов, осуществляя их предварительную фиксацию. Окончательная фиксация и удерживание переключающих рычагов с зубчатыми колесами во включенном и нейтральном положениях осуществляются захватом селекторных дисков нижними концами запирающих рычагов 11. Поворот дисков производят с помощью оси 10 и конических зубчатых колес 5 и 6, причем его можно

осуществлять на ходу, во время работы станка. Перемещение дисков вверх при переключении можно осуществить дополнительной рукояткой (на схеме не показана) с помощью рычага 8 и втулки 9. Для обеспечения точного углового положения дисков при перемещении их вверх служит фиксатор 7 с заходным конусом.

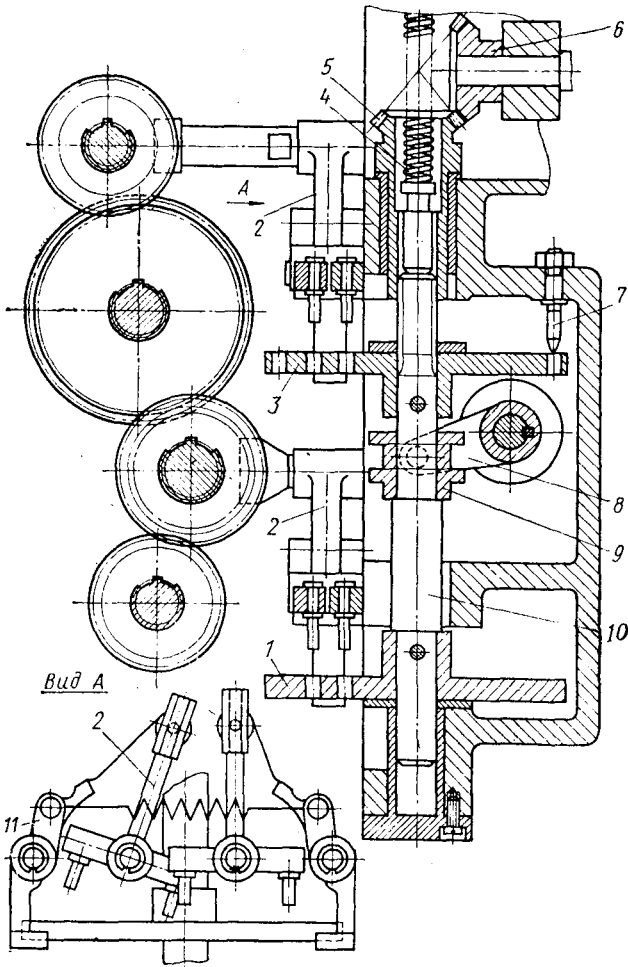


Рис. 30. Преселективное управление коробкой скоростей станка 1И611П

На рис. 31 изображена схема преселективного управления станка фирмы VDF (ФРГ) с $D = 500$ мм. Управление штангами 1, которые перемещают зубчатые колеса, осуществляется двумя ступенчатыми барабанами 2 и 3 с вырезами и впадинами по окружности, аналогичными шлицевому соединению. Штанги 1 имеют башмаки, выступы которых входят в пазы барабанов.

Поворотом барабанов производится выбор скорости, а при их перемещении — включение соответствующих передач. Рассмотренные схемы преселективного управления относятся к механическим системам. Применение их связано с необходимостью приложения значительных усилий при переключении крупных блоков зубчатых колес. Для того чтобы избежать указанных недостатков механических систем преселективного управления, все более широко применяют подобное управление с гидравлическими

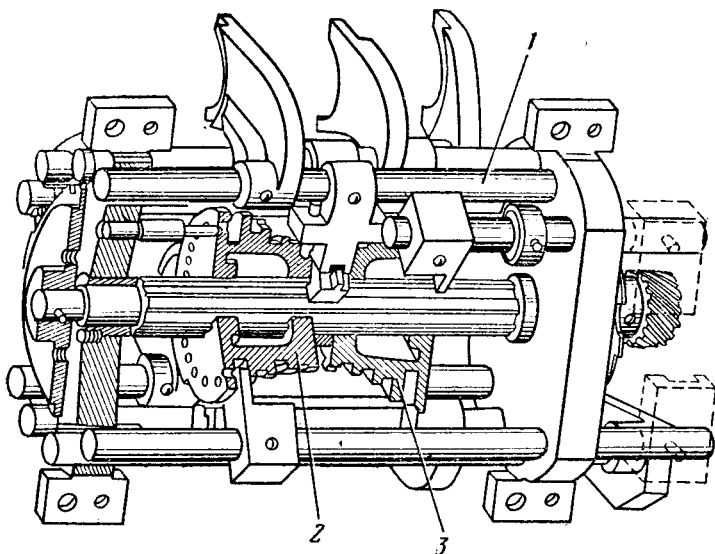


Рис. 31. Преселективное управление коробкой скоростей фирмы «VDF»

механизмами. Последние могут управляться дистанционно и поэтому они широко применяются и для управления фрикционными муфтами. Фрикционные муфты, управляемые с помощью гидравлических устройств, меньше нагреваются, чем электромагнитные.

КОРОбКИ СКОРОСТЕЙ СТАНКОВ

На рис. 32 показана развертка шпиндельной бабки станка 16Б04П. В ней размещается перебор с двумя механическими ступенями к бесступенчатому вариатору (см. рис. 14). Некоторой особенностью компоновки по сравнению с существующими конструкциями является перенос муфты 2 (рис. 32) на задний конец шпинделя, вследствие чего достигается компактность коробки. Расположение подшипников для восприятия осевых сил в передней опоре обеспечивает малое тепловое удлинение переднего конца шпинделя. Устранение радиального зазора в задней опоре осу-

ществляется с помощью пружин 1. Шпиндельная бабка базируется на горизонтальной плоской направляющей и вертикальной направляющей 3, расположенной в плоскости, проходящей через ось шпинделя. С точки зрения уменьшения смещения шпинделя от тепловых деформаций такое базирование является лучшим.

На рис. 33 показана коробка скоростей станка средней гаммы, размещаемая в тумбе. Шкиву 8 движение сообщается от электродвигателя зубчатым ремнем. Шкив 7 передачей такого же типа

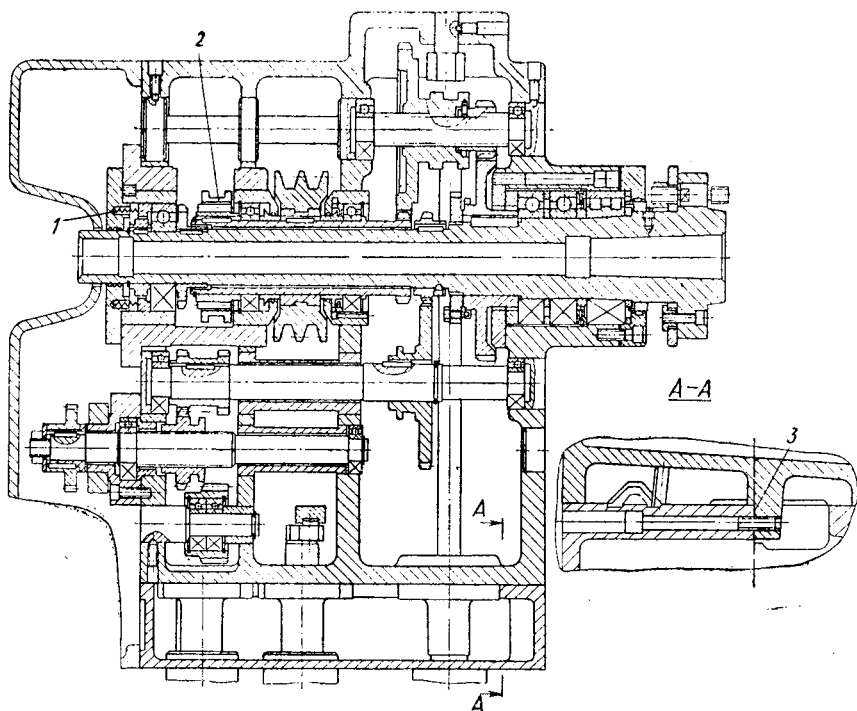


Рис. 32. Развертка шпиндельной бабки станка 16Б04П

связан со шкивом на шпиндельной бабке. С помощью передвижных зубчатых колес коробка скоростей дает возможность получить девять различных чисел оборотов. На валу 1 имеется электромагнитная муфта 2, с помощью которой осуществляется включение и отключение движения механизма коробки от электродвигателя. Электромагнитная муфта 4 служит для торможения шпинделя. Обе муфты вынесены из коробки скоростей для уменьшения нагрева коробки и облегчения их разборки и сборки без снятия коробки. Передвижная втулка 5 и диск 6 связаны с механизмом селективного управления (см. рис. 29). С левой стороны коробки расположен масляный насос 3.

На рис. 34 изображена развертка шпиндельной бабки станка средней гаммы. Шкив 2 получает вращение от вынесенной в тумбу

коробки скоростей. Шпиндельная бабка сделана с двойным перебором (с передаточным отношением $\frac{1}{4}$ и $\frac{1}{16}$). Вследствие размещения его на двух валах зубчатые колеса имеют небольшие диаметры. Компоновка механизма шпиндельной бабки позволила получить относительно короткий шпиндель, отличающийся повышенной жесткостью. Небольшая длина шпинделя позволяет

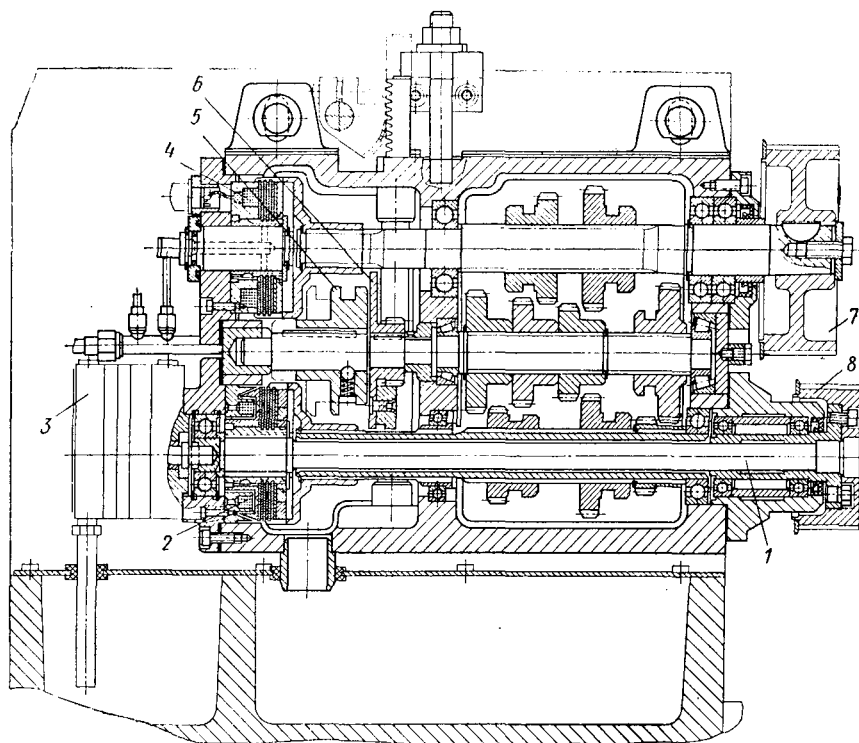


Рис. 33. Развертка коробки скоростей станка средней гаммы

изготовить его без правки после термической обработки, с исправлением только относительно малых дефектов коробления шлифованием. Осевые силы воспринимаются в передней опоре подшипниками типа «Gamet». Переключение зубчатых колес перебора осуществляется от рукоятки 1.

На рис. 35 приведена развертка коробки скоростей станка 16К20, размещенной в шпиндельной бабке. Электродвигатель привода главного движения расположен в левой тумбе станка. Движение от шкива электродвигателя передается на шкив 1 коробки скоростей клиноременной передачей. Коробка дает возможность получить 22 скорости шпинделя в прямом направлении и 9 скоростей в обратном направлении. Коробка имеет фрикционную мно-

годисковую муфту сцепления 2. На первых трех валах сохранились передачи станка 1К62, далее в переборах и в механизме реверса подач шпиндельной бабки сделаны некоторые изменения передаточных отношений. С правой стороны переднего подшипника введено кольцо, ограничивающее возможности перемещения

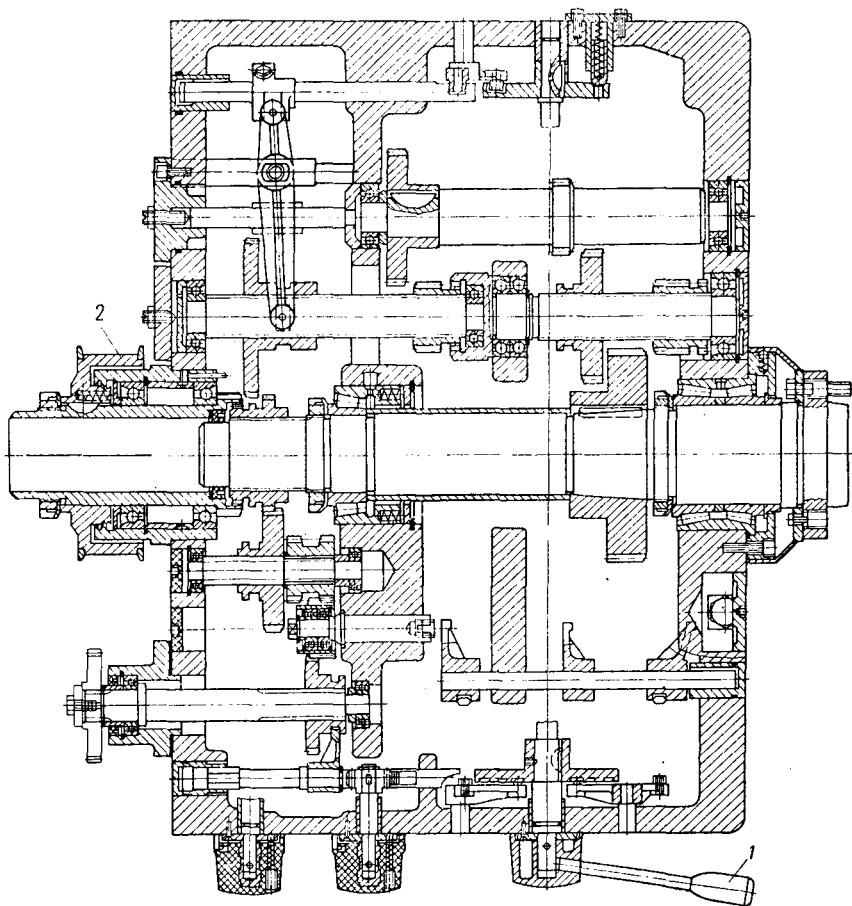


Рис. 34. Шпиндельная бабка станка средней гаммы

внутреннего кольца подшипника. Применена разрезная гайка для регулирования зазора в передней опоре.

Коробка скоростей станка 165 (рис. 36) получает движение от электродвигателя с помощью пяти клиновых ремней. Шпиндель может получать 24 скорости вращения. Реверс шпинделя осуществляется изменением направления вращения электродвигателя. Переключение зубчатых колес коробки производится отдельными рукоятками. Патрон (см. рис. 4) имеет внутренний

зубчатый венец $z = 120$ (рис. 4), с которым может сцепляться зубчатое колесо 1 (рис. 36) при его осевом перемещении. Зубчатые колеса 5 и 4 используются для звена [увеличения шага. Для уменьшения деформаций шпиндель опирается на три опоры.

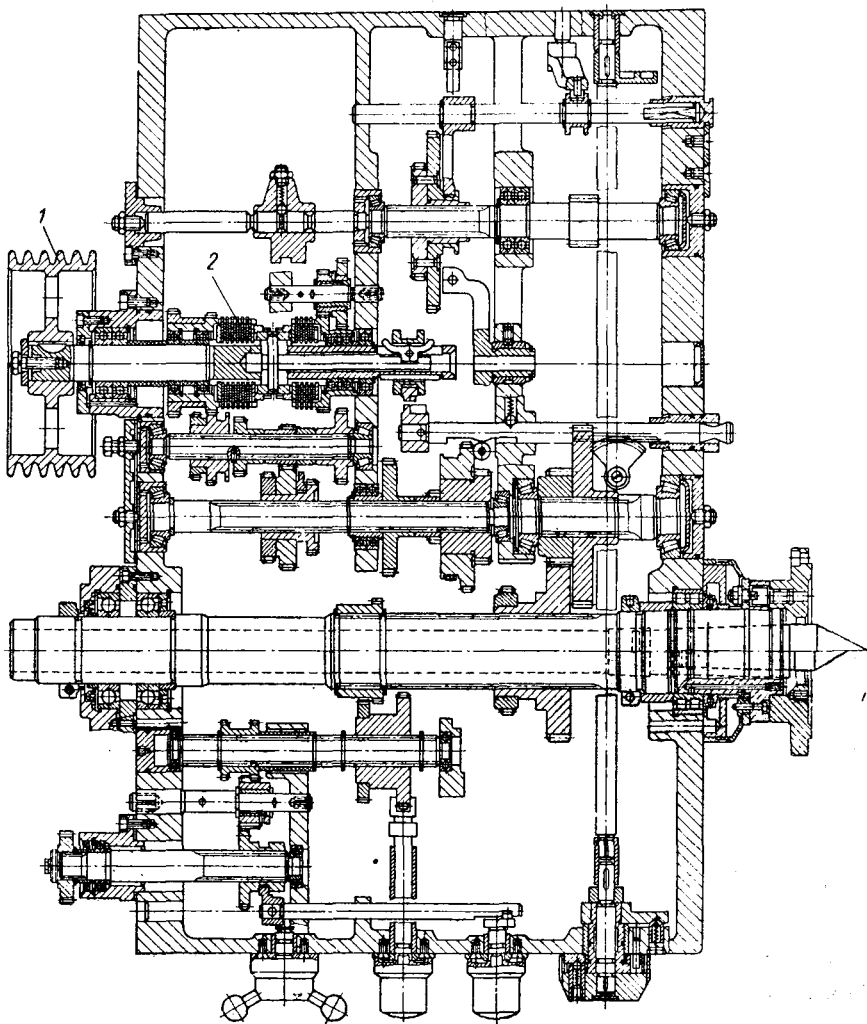


Рис. 35. Развертка коробки скоростей станка 16K20

Осевые силы, действующие на шпиндель, воспринимаются упорными шариковыми подшипниками в передней опоре. Регулирование зазоров подшипников осуществляется с помощью кольцевых гаек 2, 3 и 6.

В коробках скоростей тяжелых станков (1A660, 1A665, 1A670) имеется всего лишь по несколько механических ступеней, так

как основное регулирование в этих станках осуществляется путем изменения числа оборотов электродвигателя постоянного тока.

Коробка скоростей станка 1А665 изображена на рис. 37. Вал электродвигателя 1 соединяется с валом коробки скоростей жесткой муфтой 2. Валы коробки скоростей опираются на подшипники с бочкообразными роликами. Патрон 4 связан с большим зубчатым колесом 3, посаженным на шпинделе перед передним

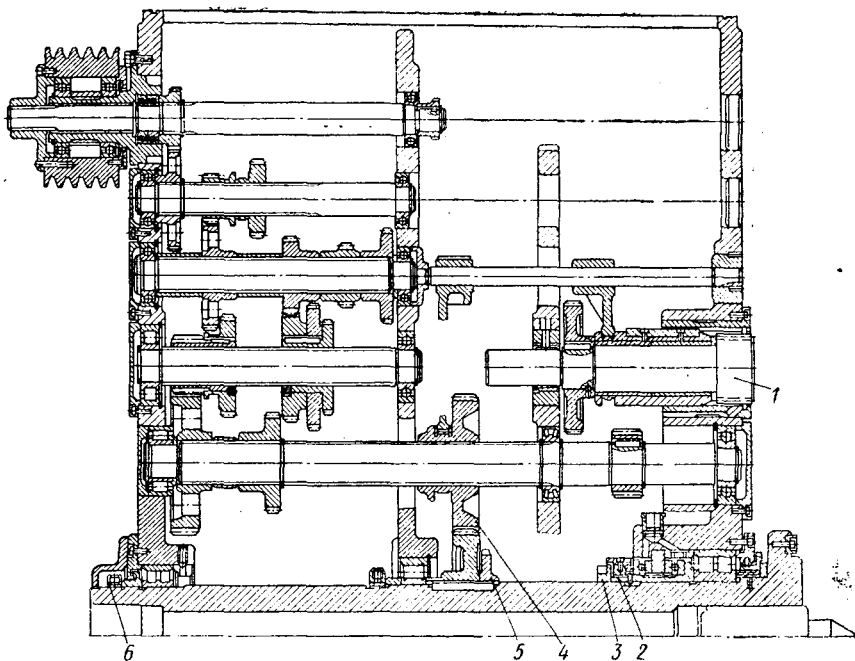


Рис. 36. Развертка коробки скоростей станка 165

подшипником шпинделя. Передвижение зубчатых колес в коробке скоростей для изменения частоты вращения шпинделя осуществляется с помощью гидроцилиндров с рычажной передачей. Смазка деталей коробки скоростей производится от отдельного маслонасоса. Для контроля частоты вращения шпинделя имеется тахогенератор. Шпиндели тяжелых станков 1А660, 1А665 и 1А670 (рис. 38) в передней опоре имеют цилиндрические роликовые подшипники, которые регулируются с помощью кольцевых гаек 1 и 2. Передняя гайка 2 регулируется поворотом стержня 3 с зубчатым колесом на конце. Это зубчатое колесо зацепляется с зубцами на кольцевой гайке. В задней опоре имеются также регулируемые роликовые подшипники, которые регулируются с помощью гайки 4. Осевые силы, действующие на шпиндель, воспринимаются упорными шарикоподшипниками в задней опоре.

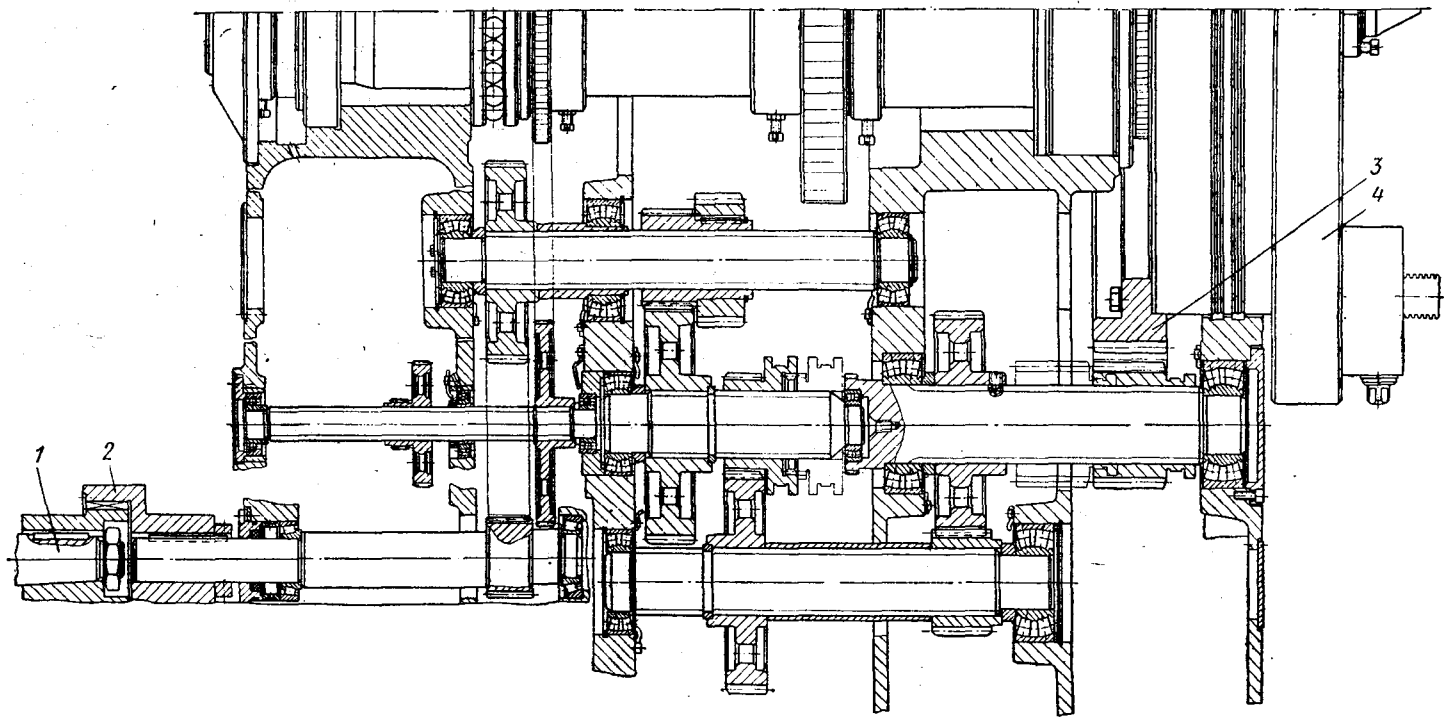


Рис. 37. Развертка коробки скоростей станка 1А665

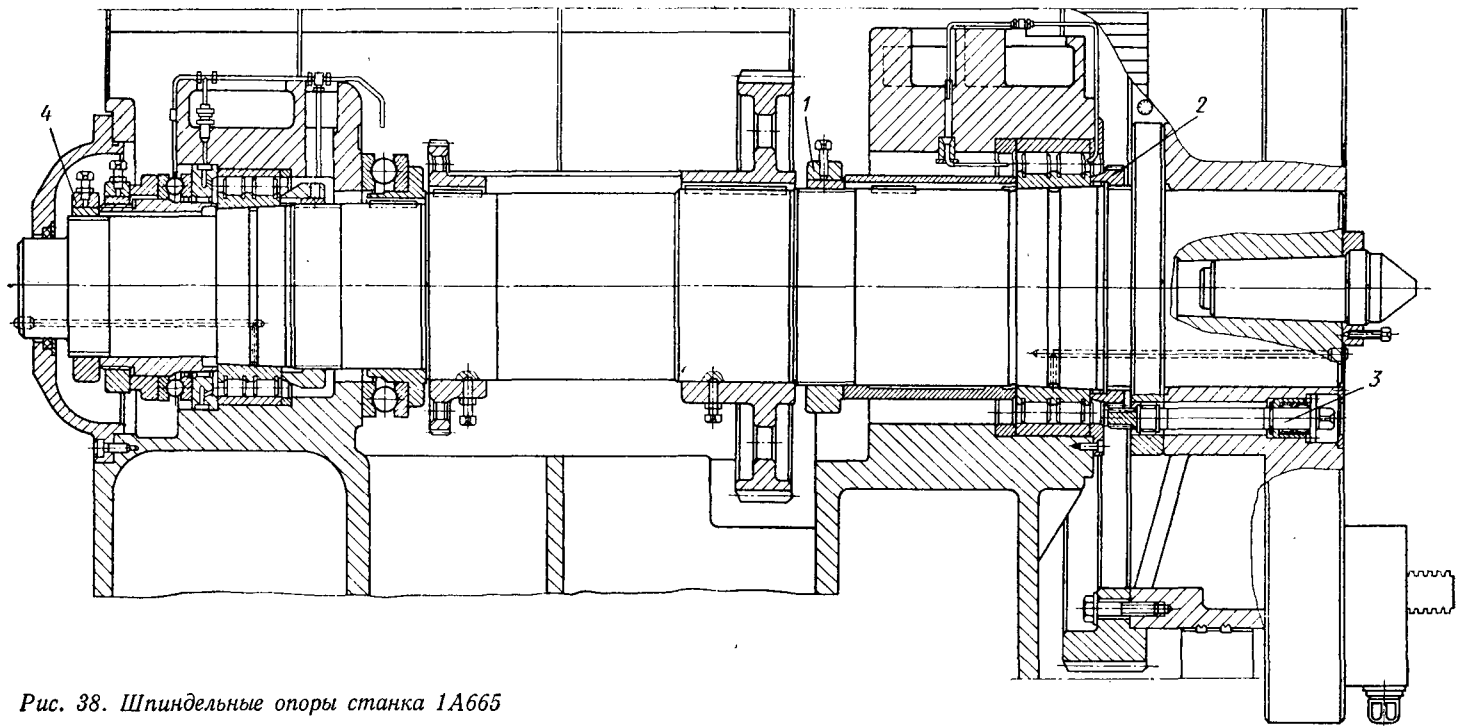


Рис. 38. Шпиндельные опоры станка 1А665

МЕХАНИЗМЫ ПРИВОДА ПОДАЧ

В большинстве универсальных токарно-винторезных станков для подачи суппорта имеется ходовой винт и ходовой валик. Ходовой винт используется для нарезания резьбы и поэтому передача движения к нему осуществляется жесткой кинематической цепью с постоянным перемещением суппорта, приходящимся на один оборот шпинделя. Для других работ, выполняемых на токарном станке с помощью ходового валика, не требуется точной постоянной подачи суппорта по длине обработки одной детали.

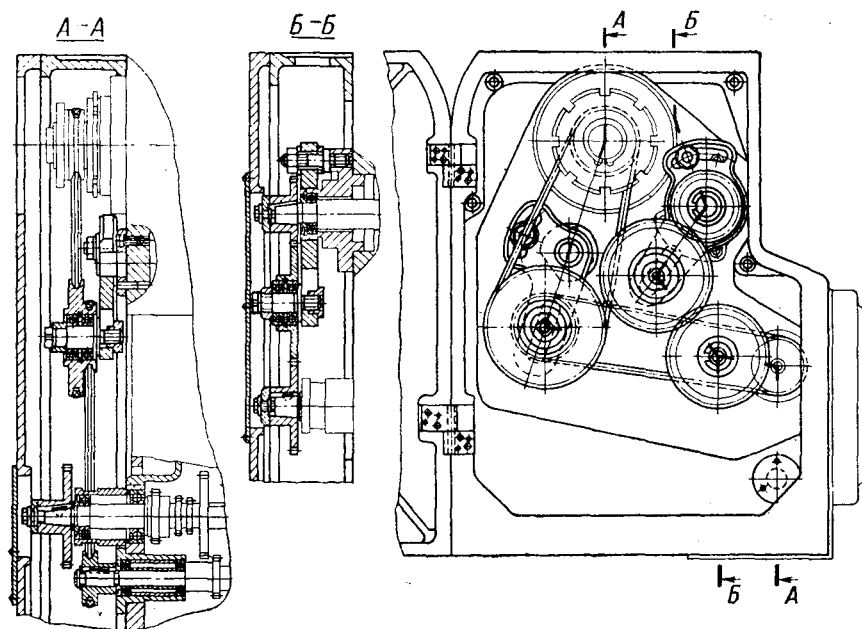


Рис. 39. Раздельные цепи к механизму подачи

В некоторых токарно-винторезных станках имеются отдельные кинематические цепи от шпинделя к ходовому винту и к ходовому валику (рис. 39). Чаще всего и ходовой винт, и ходовой валик получают движение через одну и ту же жесткую кинематическую цепь.

Кинематические цепи механизмов подачи токарно-винторезных станков до фартука включают следующие звенья: звено увеличения шага, реверсивный механизм (расположенный в шпиндельной бабке или коробке подачи), сменные зубчатые колеса для нарезания резьбы (на гитаре), коробку подач со звеном обратимости, передачами основного ряда и множительными, зубчатые колеса или муфты для передачи движения винту или валику, обгонную муфту (в тех случаях, когда ходовому валику сообщается ускоренное движение от отдельного электродвигателя).

КОРОБКИ ПОДАЧ

На рис. 40 приведена развертка унифицированной коробки подач станка средней гаммы. Эта конструкция является типичным представителем закрытой коробки подач с передвижными блоками и со звеном обратимости. Она рассчитана на получение метрических, модульных, дюймовых и питчевых резьб. Через муфты 1 и 2 можно напрямую передать вращение ходовому винту и ходовому валику. Характеристики передач в механизме подач: для звена увеличения шага $\frac{1}{1}$, $\frac{4}{1}$, $\frac{16}{1}$; для механизма реверса $\frac{32}{48}$, $\frac{32}{30} \cdot \frac{30}{48}$; для нарезания метрических и дюймовых резьб сменные зубчатые колеса $\frac{40}{73} \cdot \frac{73}{64}$; для нарезания модульных и питчевых резьб $\frac{86}{36} \cdot \frac{60}{73}$; для нарезания метрических и модульных резьб звенья обратимости $\frac{28}{28}$; для дюймовых и питчевых резьб $-\frac{28}{28} \times \frac{38}{34} \cdot \frac{30}{33}$; для основного ряда коробки $\frac{30}{25}$, $\frac{42}{30}$, $\frac{28}{35}$, $\frac{28}{28}$ (метрическая и модульные резьбы) и $\frac{25}{30}$, $\frac{30}{42}$, $\frac{35}{28}$, $\frac{28}{28}$ (дюймовая и питчевая резьбы); для множительных передач $\frac{28}{28}$; $\frac{18}{45}$; $\frac{35}{28}$; $\frac{28}{35} \cdot \frac{15}{48}$; $\frac{18}{45} \cdot \frac{15}{48}$.

Ходовому винту движение передается через муфту 2 при правом положении блока зубчатых колес $z = 23$ и $z = 18$. При левом положении блока движение через зубчатые колеса $\frac{23}{40} \cdot \frac{24}{39}$, обгонную муфту и зубчатые колеса $\frac{28}{35}$ передается ходовому валу.

Коробка подач станка 1К62 (рис. 41) имеет конус Нортон и в качестве множительных механизмов в ней применяются передвижные блоки зубчатых колес. Коробка принадлежит к закрытому типу, и в связи с этим управление накидным колесом вызывает значительное усложнение конструкции. Для управления коробкой имеются две рукоятки. От одной рукоятки получают вращение валик с рядом кулачков, от которых перемещаются рычаги, передвигающие соответствующие блоки зубчатых колес. Накладное колесо (рис. 42) перемещается с корпусной деталью 2, которая поворачивается при скольжении ролика 1 по наклонному пазу.

В коробке подач станков 1624М и 1А625 также закрытого типа с конусом Нортон (рис. 43) в качестве множительных передач использованы механизмы Меандра [4]. В этом случае перемещение накидного зубчатого колеса происходит с помощью рукояток 1 и 2 (рис. 44). Рукоятка 1 с помощью зубчатого колеса и рейки передвигает рычаг 3, связанный с корпусом накидного колеса. Рукоятка 2 через цилиндрические зубчатые колеса, сектор и чер-

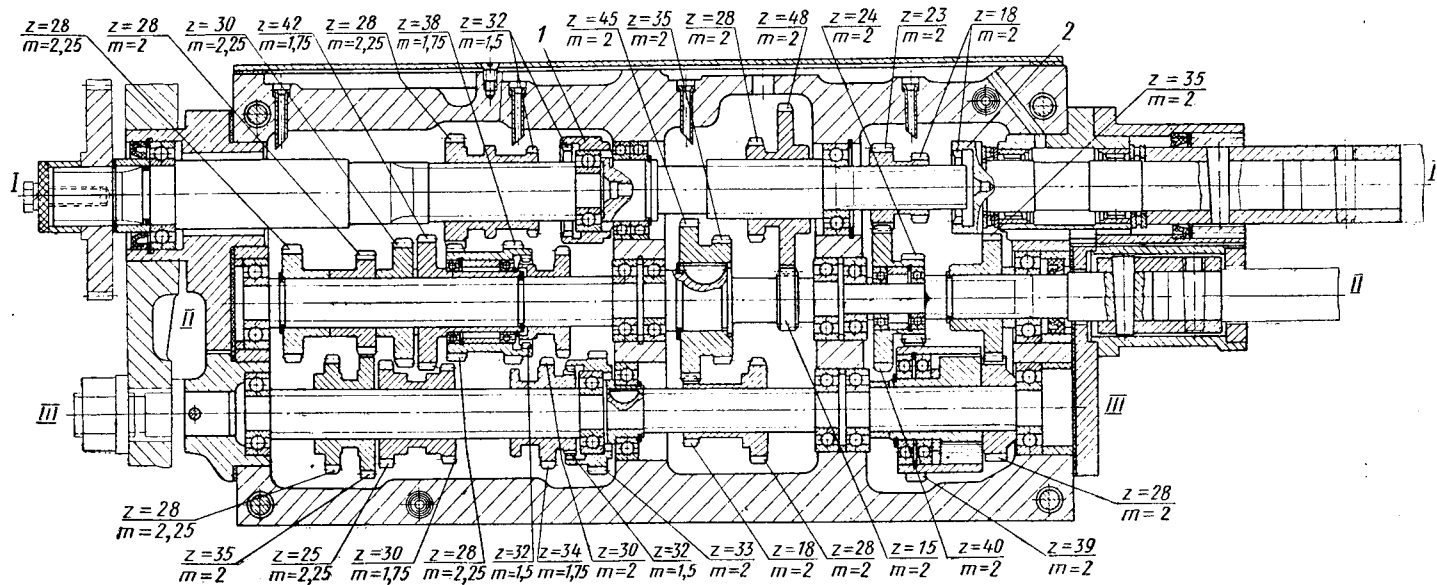


Рис. 40. Развертка унифицированной коробки подач станка средней гаммы

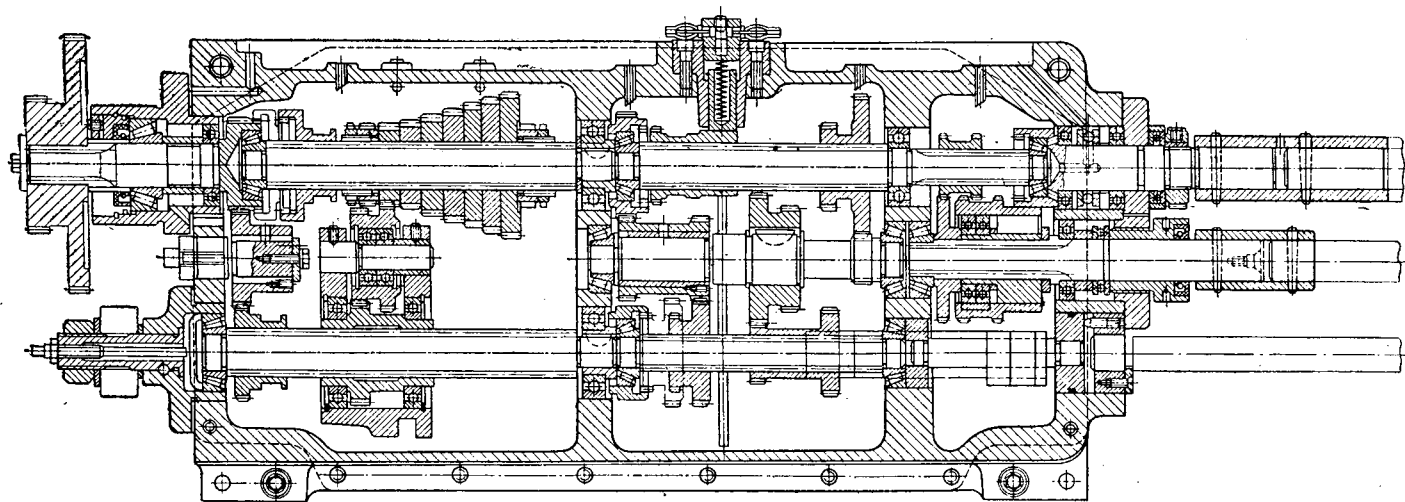


Рис. 41. Развертка коробки подачи станка 1К62

Вяжную пару поворачивают шлицевой вал, на котором посажена коробка 5 для накидного зубчатого колеса. Соответственно десяти положениям этого колеса имеется десять упоров 4, фиксирующих его правильное положение относительно колес конуса.

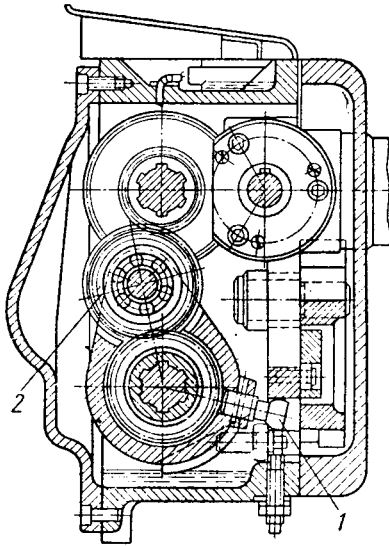


Рис. 42. Управление коробкой подач станка 1К62

Использование множительного механизма осуществляется путем перемещения зубчатого колеса вдоль блоков типа Меандра. В другом токарном станке (рис. 45) конус Нортон используется без накидного колеса. С каждым зубчатым колесом конуса сцепляется паразитное колесо. При перемещении зубчатого колеса 1 вдоль оси оно поочередно сцепляется с каждым паразитным колесом.

В станке SV18R (Чехословакия) также имеется конус Нортон при закрытой коробке передач (рис. 46). В этом случае деталь 1, поддерживающая накидное зубчатое колесо, передвигается вдоль конуса Нортон и поворачивается вокруг центра вала 2 с помощью рукоятки 3. Фиксирующее рукоятку отверстие сделано на неподвижной втулке 4.

МЕХАНИЗМЫ ФАРТУКОВ

Механизмы фартуков в токарном станке обеспечивают работу суппортной группы. От них в значительной степени зависит удобство работы на станке, плавность перемещений, точность останова и т. д. В фартуке имеются следующие основные механизмы: передачи движения от ходового валика к реечному зубчатому колесу и винту поперечных салазок; включения и выключения подач от ходового валика; реверса продольных и поперечных подач; ручного продольного перемещения суппорта; автоматического выключения подач (автоматического останова); выключения реечного колеса при подаче от винта; отсчета продольного и поперечного перемещения суппорта; включения и выключения маточной гайки; блокировки от одновременного включения продольной и поперечной подачи или подачи от реечного колеса и ходового винта; обеспечения смазки механизмов фартука и суппорта.

Указанные механизмы характерны для фартуков средних и крупных токарно-винторезных станков. Дополнительно в них могут быть механизмы для ускоренных перемещений суппорта

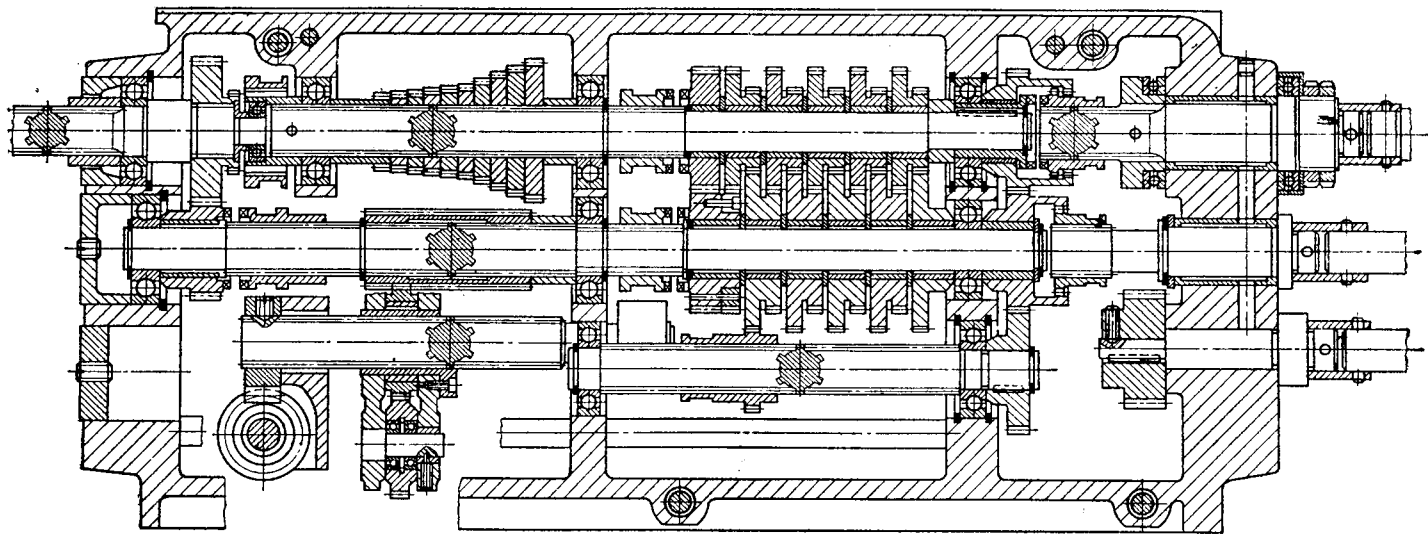


Рис. 43. Коробка подачи станка 1624М

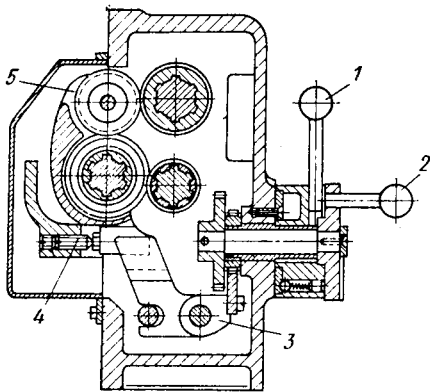


Рис. 44. Управление коробкой подачи станка 1624М

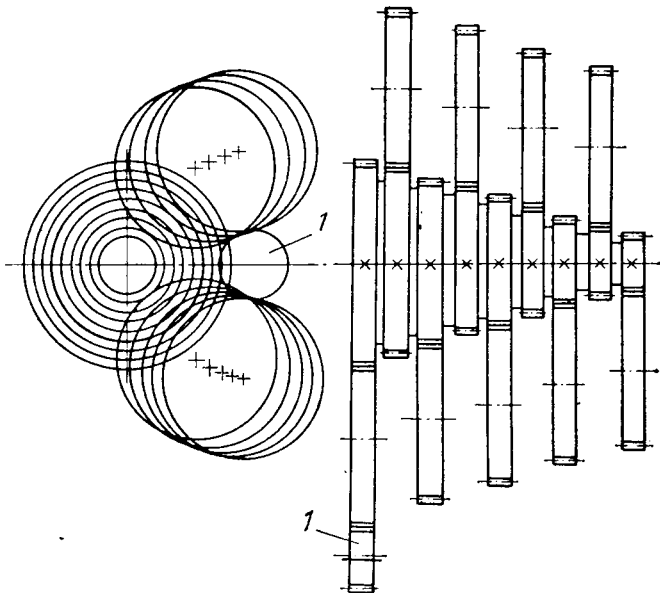


Рис. 45. Схема конуса Нортонна без накидного колеса

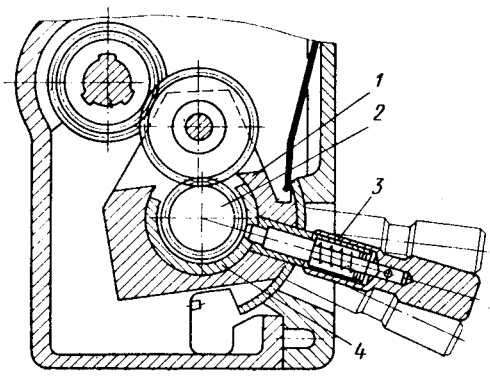


Рис. 46. Коробка подачи станка SV18R (Чехословакия)

и отключения рукоятки ручного перемещения поперечных салазок при ускоренных ходах, резьбоуказатель, устройство для разгрузки направляющих и др.

В малых токарных станках, не имеющих механической подачи, фартуки отсутствуют, а подача суппорта осуществляется вручную с помощью рычагов или винтов. К таким станкам относятся 1600, $D = 100$ мм; 1Д601П, $D = 125$ мм; С193А, $D = 200$ мм.

В тяжелых токарных станках фартук более сложный и может включать в себя коробку подач, электродвигатель для рабочей подачи, электродвигатель для ускоренных ходов и другие механизмы.

Передача движения от ходового вала или от последующих валов цепи между валами с взаимно перпендикулярными осями в фартуках современных станков в основном осуществляется с помощью червячной передачи. Червячная передача обладает плавностью вращения и может являться базой для создания механизма автоматического останова (например, с падающим, плавающим червяками). С оси червячного колеса до реечного зубчатого колеса и к винту поперечной подачи движение передается цилиндрическими колесами. Включение продольных и поперечных подач осуществляется перемещением цилиндрических зубчатых колес у станков 1П611, $D = 250$ мм; 1Л61 и 1Е61М, $D = 320$ мм; 1624М, $D = 500$ мм и др., мелкозубчатыми муфтами у станков 1И611П, $D = 250$ мм; 1А616, $D = 320$ мм; 1К62, $D = 400$ мм и др. и электромагнитными фрикционными муфтами у крупных и тяжелых станков.

Мелкозубчатые муфты по сравнению с цилиндрическими колесами обеспечивают более легкое включение и выключение подач и находят все большее применение. Применение электромагнитных муфт в крупных и тяжелых токарных станках облегчает управление, делает его дистанционным и обеспечивает возможность дублирования органов управления, а также создает базу для электрокопирования и предохраняет механизмы фартука от поломки при перегрузках.

При установке электромагнитных муфт в фартуке необходимо стремиться обеспечить доступ к ним в случае отказов или износа без разборки фартука и снятия его со станка. В станках 1Е61М и 1А616 механизмы реверса подач расположены в передней бабке. С точки зрения удобства управления это является недостатком. Однако расположение механизма реверса в шпиндельной бабке более выгодно в том отношении, что износ зубчатых колес большей части цепи распределяется на обе стороны зуба. Реверс в передней бабке в большинстве станков осуществляется передвижными цилиндрическими колесами. Реверс продольных и поперечных подач и их включение в фартуке производится также перемещением цилиндрических колес (в станках 1В616, $D = 320$; 1624М; $D = 500$, мелкозубчатыми муфтами в станке 1И611П, $D = 250$;

1К62, $D = 400$; 1К625, $D = 500$) и электромагнитными фрикционными муфтами во всех крупных и тяжелых токарных станках. В некоторых станках, в которых движение к механизмам фартука подается не от ходового валика, а от специального электродвигателя, реверс подач осуществляется электродвигателем.

Необходимо отметить, что значительным усовершенствованием фартуков явилось создание мнемонического управления включением и реверсом продольных и поперечных подач с помощью одной рукоятки. При мнемоническом управлении направление включения рукоятки совпадает с направлением выбранной подачи, что исключает ошибки при включении нужной подачи и связанный с этим брак, повышает безопасность работы. С таким управлением выпускаются станки 1К62, $D = 400$; 1К625, $D = 500$; 1И611П, $D = 250$; 163, $D = 630$; 1А64, $D = 800$; 165, $D = 1000$. В последних трех станках мнемоническая рукоятка представляет собой электрический переключатель для управления электромагнитными муфтами.

В станках 1К62 и 1А625, имеющих приводы для ускоренного хода, рукоятки оснащены кнопками, с помощью которых осуществляется пуск электродвигателя для ускоренных перемещений в указанных четырех направлениях. Ручное продольное перемещение суппорта осуществляется с помощью маховика и понижающей передачи цилиндрическими зубчатыми колесами. В отечественных токарных станках принято расположение маховика продольного перемещения суппорта с левой стороны, а рукоятки поперечного перемещения — с правой. Таким образом, создается возможность одновременного отвода резца от детали правой рукой и продольного перемещения суппорта в исходное положение — левой рукой. В зарубежных станках встречаются конструкции фартуков, где маховик продольного перемещения суппорта размещается справа, а рукоятка поперечного перемещения — слева. В тяжелых токарных станках ручные перемещения отсутствуют.

Для обеспечения принятого соотношения продольных и поперечных подач, а также по конструктивным соображениям число зубьев реечного зубчатого колеса и его диаметр выбираются минимальными. Наиболее часто число зубцов этого колеса принимается равным 10—12, реже 14—16.

Механизмы автоматического останова. В связи с возрастающим значением точности обработки и необходимостью обеспечения стабильной работы механизма останова в течение длительного срока службы станка, кинематика и конструкция фартука в значительной степени подчинены решению задач по обеспечению точного и стабильного выключения подач от жесткого упора.

Механизмы автоматического останова по типу исполнительного механизма можно разделить на четыре основные группы [58]. В каждой группе имеются разновидности по типу чувстви-

тельных механизмов. Классификация механизмов останова по этим признакам приводится на рис. 47. Лучшие результаты по стабильности могут дать те механизмы, которые обеспечивают ликвидацию отскока суппорта после выключения подачи, минимальные силы трения в механизме выключения подачи и, соответственно, более высокий к. п. д. Этим требованиям в большей степени отвечает механизм с подвижным по оси «плавающим» червяком и двусторонней муфтой. Одна из конструкций такого механизма изображена на рис. 48 [75]. При перегрузке или

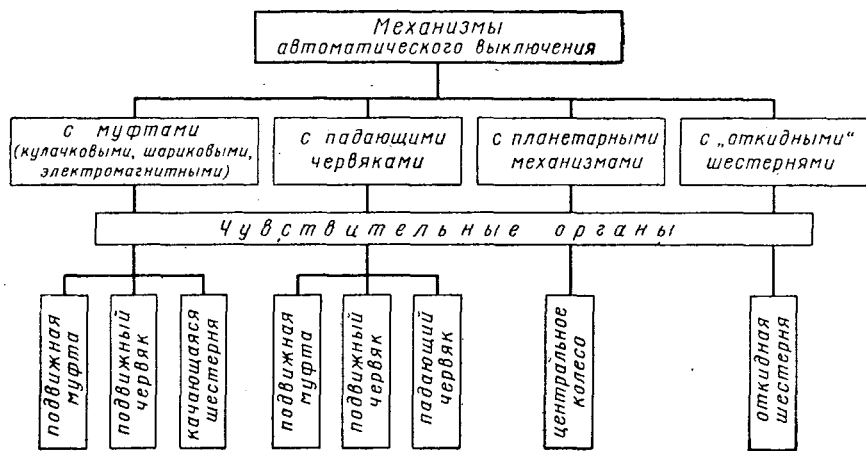


Рис. 47. Классификация механизмов автоматического останова подачи токарных станков

останове суппорта от жесткого упора червячное колесо вместе с остальными передачами фартука до колеса, сцепленного с рейкой, останавливается. Ходовой валик и все зубчатые передачи от него до червяка 3 продолжают вращаться. Червяк начинает смещаться вправо, как бы ввертываясь в гайку, часть которой образуют зубья червячного колеса. Это движение червяка вызывает осевое перемещение муфты 2 вправо в связи с наличием у нее с левой стороны торцовых зубцов с углом впадины 120° . При крайнем правом положении червяка пружина 1 отбрасывает муфту 2 влево, при этом по малым зубцам образуется зазор, необходимый для того, чтобы зубья муфты не зацеплялись друг за друга. Для скольжения муфты по большим зубцам (с левой стороны) угол впадины этих зубцов делается значительно больше, чем у муфты с правой стороны. В станке ИБ11П в первом случае угол наклона поверхности зуба равен 60° , а во втором — 45° .

Длительные испытания и опыт эксплуатации станков с аналогичным принципом устройств для останова показали, что они обеспечивают стабильную обработку в станках с $D = 250 \div 400$ мм с точностью порядка $0,01 - 0,03$ мм. Большинство других устройств

Рис. 48. Механизм останова станка модели 1И611П

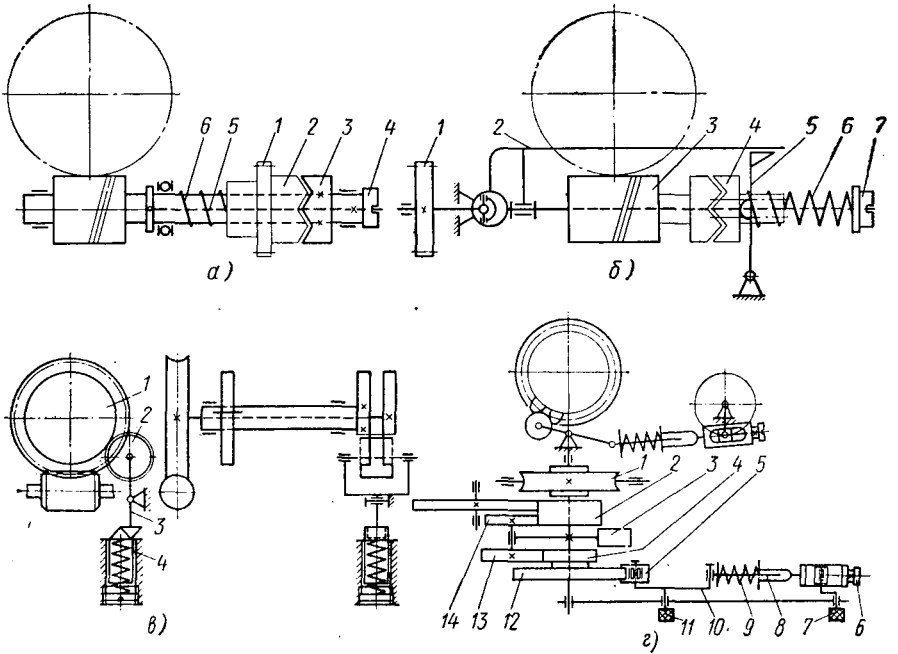
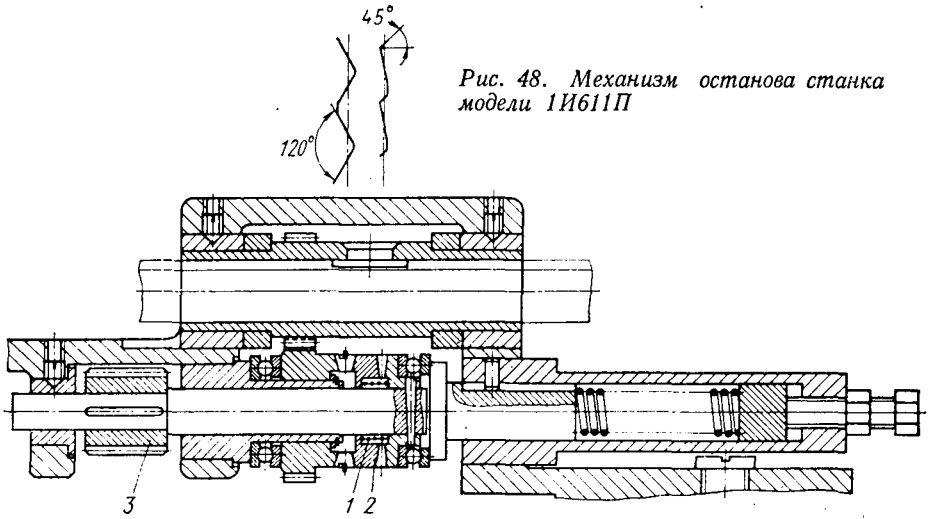


Рис. 49. Схемы механизмов автоматического останова:

а — с кулачковой муфтой: 1 — ведущее зубчатое колесо; 2, 3 — кулачковая полушаровая муфта; 4 — головка для регулирования натяжения пружины; 5 — тяга; 6 — пружина; б — с падающим червяком: 1 — ведомое зубчатое колесо; 2 — качающийся рычаг; 3 — червяк; 4 — муфта; 5 — упор; 6 — пружина; 7 — головка для регулирования натяжения пружины; в — с откидными шестернями: 1 — ведущее зубчатое колесо; 2 — ведомое зубчатое колесо; 3 — качающийся рычаг; 4 — толкатель; г — с планетарным механизмом: 1 — червячное колесо; 2 — ведомое колесо; 3 — водило; 4 — солнечное колесо; 5 — толкатель; 6 — головка для регулирования пружины; 7, 10 — рычаги; 8 — тяга; 9 — пружина; 11 — ось рычага; 12 — звездочка; 13, 14 — шестерни-сателлиты

(рис. 49, а, б) для автоматического останова не обеспечивают ликвидации отскока суппорта и имеют ряд существенных недостатков. Так, устройства с кулачковыми муфтами (рис. 49, а) не дают стабильности выключения в связи с погрешностями расположения зубьев кулачков и возникающими по этой причине перекосами и заеданиями муфт на шлицевых и шпоночных валах в момент включения.

Механизмы с падающими червяками и откидывающимися зубчатыми колесами (рис. 49, б, в) выключаются с ударами и при этом нарушается нормальное зацепление. Хорошие результаты дают устройства с планетарными механизмами (рис. 49, г). Но эти механизмы сложны и громоздки; кроме того, попадание ролика, фиксирующего останов центрального колеса, на вершину зубьев звездочки приводит к потере времени при включении.

В крупных и тяжелых станках функции механизма выключения подачи исполняют электромагнитные фрикционные муфты.

Устранение влияния реечного зубчатого колеса и его привода на точность подачи от винта. В процессе перемещения суппорта от ходового винта погрешности изготовления и монтажа рейки и реечного зубчатого колеса оказывают влияние на точность нарезаемой резьбы. Помимо реечной передачи, на точность нарезания влияет также привод ручного продольного перемещения суппорта вследствие того, что он вызывает увеличение тягового усилия на винте (для вращения ускоряющей передачи от реечного зубчатого колеса к маховику) и неуравновешенность маховика с рукояткой. Необходимо заметить, что даже случайное прикосновение к маховику во время нарезания резьбы, как правило, приводит к браку. Поэтому в ряде станков предусматривается выключение реечного колеса при нарезании резьб путем перемещения его в осевом направлении. Это выключение осуществляется в большинстве случаев непосредственно рукой, иногда с помощью копира, что позволяет увеличить диаметр лимба на оси маховика. Однако необходимо иметь в виду, что из-за трудности выполнения выдвигного колеса на подшипниках качения приходится применять подшипники скольжения (которые могут быть меньших диаметров), что приводит к увеличению усилия на маховике и снижает долговечность опор. В некоторых станках маховик может отключаться муфтой. В станке ИБ11П с $D = 250$ мм литой маховик с ручкой уравновешен с помощью балансира.

Механизм включения и выключения маточной гайки. Маточная гайка в большинстве токарно-винторезных станков состоит из двух полугаек, перемещающихся по вертикальным направляющим корпуса фартука. Перемещение полугаек осуществляется с помощью двух криволинейных пазов, сделанных в поворотном диске. Замыкание гаек в большинстве случаев жесткое. Лучшей системой включения маточной гайки является плавающая, исключая возможность изгиба ходового винта, который может

иметь место при жесткой системе включения. В некоторых станках (1624М, 1А670 и др.) маточная гайка состоит из одной полу-гайки. При этом сила, изгибающая ходовой винт, воспринимается либо специальными втулками, расположенными рядом с гайкой, либо постоянными поддерживающими опорами. Указанные опоры служат также для уменьшения провисания винта от собственного веса.

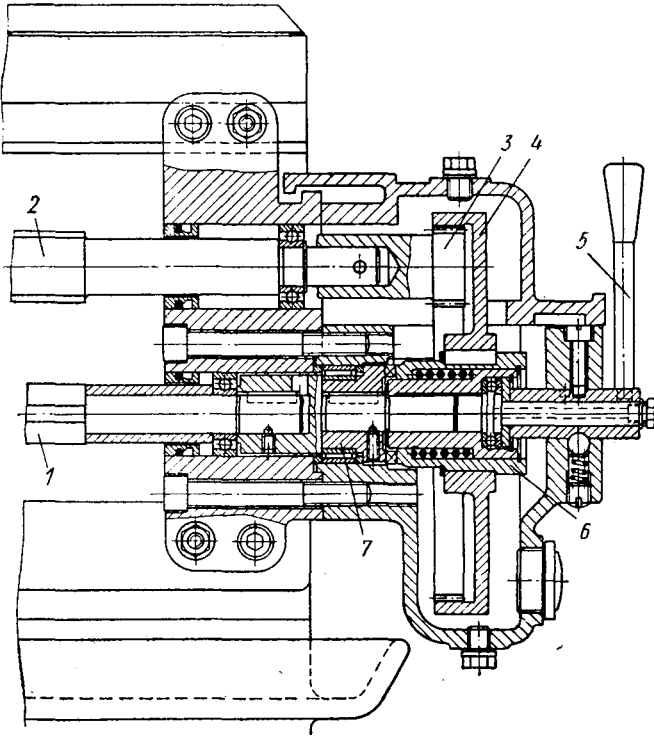


Рис. 50. Механизм малых подач

Механизмы блокировки. Для исключения поломок станка в фартуках токарных станков применяются механизмы блокировки, исключающие одновременное включение продольной и поперечной подач, а также подачи от реечного зубчатого колеса и ходового винта. Механизмы блокировки объединяются конструктивно с органами управления (стр. 74). Условием для включения другой подачи в данном фартуке является обязательное выключение предыдущей с четкой установкой рукоятки в нейтральное положение. В фартуках с магнитными муфтами применяется электрическая блокировка включения маточной гайки и муфт для подач.

Механизм для получения малых подач. На рис. 50 приводится механизм для получения малых подач, применяемых в станке.

Ходовой валик 1 в этом случае получает вращение от ходового винта 2 через замедляющую зубчатую передачу с отношением 1 : 10 через колеса 3 и 4 и зубчатые полумуфты 6 и 7. Включение механизма осуществляется рукояткой 5.

Смазка механизмов фартука. Централизованная смазка фартука вследствие постоянного перемещения затруднена, поэтому для механизмов фартука применяется самостоятельная система смазки. Подача масла в большинстве станков осуществляется от плунжерного насоса, а привод — от эксцентрика, посаженного на валике ручного перемещения суппорта или на одном из промежуточных валов для механической подачи. Лучше когда привод осуществляется от эксцентрика, посаженного на валу, который вращается не только при продольной подаче, но и при поперечной. Особенно это касается крупных станков. В большинстве станков насос фартука обеспечивает смазку не только собственных механизмов, но и механизмов суппорта и даже направляющих станины. При непрерывной смазке направляющих станины и механизмов суппорта масло из резервуара фартука могло бы быть быстро израсходовано, поэтому смазка направляющих и механизмов суппорта должна быть кратковременной и периодической.

При переключении подачи масла от насоса на механизмы фартука или механизмы суппорта и направляющие в системе смазки применяется кран. После кратковременной смазки механизмов суппорта и направляющих кран должен быть переключен на смазку механизмов фартука. В некоторых фартуках смазка механизмов осуществляется с помощью ручных плунжерных насосов. В тяжелых токарных станках, где скорости валов малы, а количество смазываемых узлов велико, смазка осуществляется шестеренчатыми насосами с приводом от специального электродвигателя (1А660 с $D = 1250$ мм, 1А665 с $D = 1600$ мм, 1А670 с $D = 2000$ мм и др.).

Дополнительные механизмы фартука. Механизмы для быстрого перемещения суппортов предусмотрены в станках 1К62, 163, 1А64, 165 и 1А64. В станках 1К62 для этой цели имеется электродвигатель, расположенный в правой части станины, сообщающий движение ходовому валику с помощью обгонной муфты, помещенной в коробке подач. В станке 163 электродвигатель для ускоренного перемещения суппорта прикреплен к правому торцу фартука и через пару зубчатых колес передает вращение ходовому валику. Ускоренный ход суппорта осуществляется с помощью обгонной муфты, помещенной в фартуке.

В тяжелых станках для подачи суппорта (рабочей подачи и ускоренного хода) применяется индивидуальный привод. Установка электродвигателя на фартук позволяет повысить скорость ускоренных перемещений без увеличения числа оборотов ходового вала. В этом случае обгонная муфта также устанавливается в фартуке. В станках средних и малых моделей такой привод

не оправдан, так как подвешивание электродвигателя непосредственно к фартуку приводит к усилению односторонней нагрузки на суппорт и направляющие. В станке I604 с $D = 200$ мм подача суппорта осуществляется от двигателя постоянного тока, получающего питание от магнитного усилителя.

Для отключения рукоятки ручного перемещения поперечных салазок, с целью исключения травмирования токаря при уско-

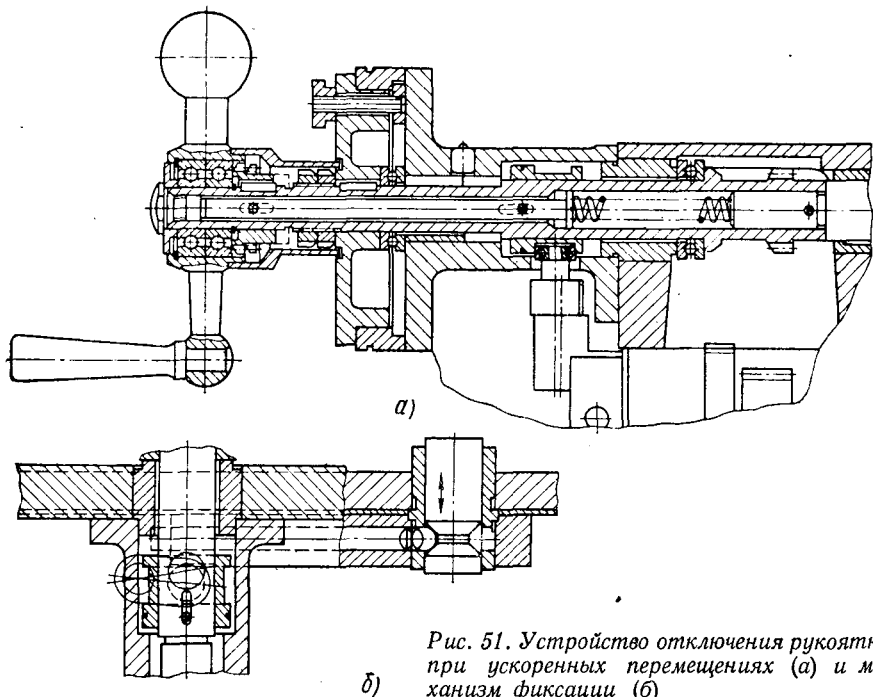


Рис. 51. Устройство отключения рукоятки при ускоренных перемещениях (а) и механизм фиксации (б)

ренных перемещениях, в фартуках последних моделей станков применяются специальные устройства. На рис. 51 изображено такое устройство, примененное в фартуках средних токарных станков. Это устройство при включении механической поперечной подачи с помощью мелкозубчатых муфт одновременно производит отключение муфты рукоятки. При выключении механической подачи происходит включение муфты рукоятки и становится возможным ручное перемещение поперечных салазок.

В некоторых станках имеются резьбоуказатели, которые позволяют размыкать маточную гайку, осуществлять быстрый ход суппорта и снова замыкать маточную гайку с обеспечением попадания реза в резьбовую канавку. Однако вследствие того, что резьбоуказатели позволяют это сделать для ограниченного числа резьб, они находят ограниченное применение.

Разгрузка направляющих. Фартук своим весом создает дополнительную нагрузку на переднюю направляющую станины и

вызывает известную деформацию каретки и направляющих. Для уменьшения этих явлений в точных и тяжелых станках применяются различные устройства для разгрузки направляющих.

На рис. 52 изображена конструкция устройства для разгрузки передней направляющей станины по типу станка высокой точности с помощью дополнительной направляющей внизу станины и подпружиненных роликов.

На рис. 53 изображена конструкция устройства для разгрузки передней направляющей станины тяжелого станка 1A670 ($D =$

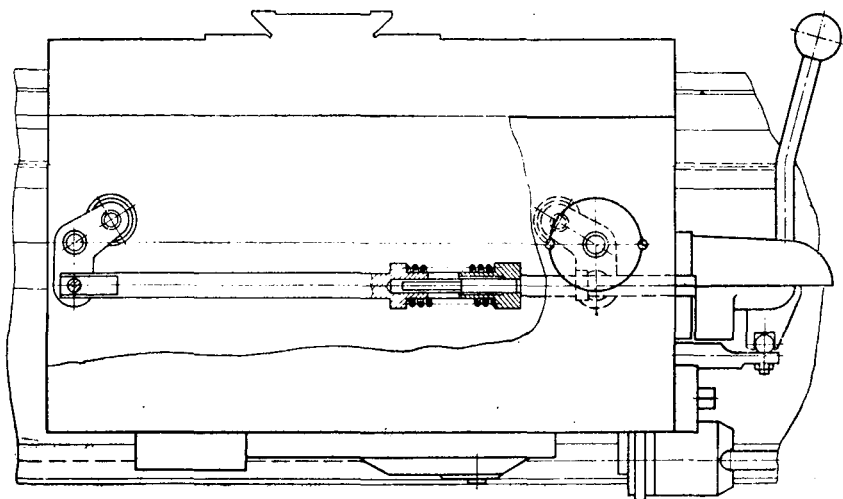


Рис. 52. Устройство для разгрузки передней направляющей станины

$= 2000$) в результате введения дополнительной направляющей внизу станины. Разгрузка передней направляющей станины позволяет не только снизить ее износ вследствие уменьшения удельных давлений, но и позволяет несколько стабилизировать равномерность подачи и качество обработанной поверхности.

Конструкции фартуков. На рис. 54 представлен фартук станка 1И611П с мнемоническим управлением. Рукоятка 1 имеет четыре направления включения: влево-вправо и вперед-назад. При повороте рукоятки влево или вправо с помощью ролика 2 перемещается тяга 6, приводя во вращение копир 9. Копир 9 с помощью рычагов 13 с двойной вилкой включает мелкозубчатые муфты 7 или 8. Направление кривой копира 9 подобрано так, что при повороте рукоятки 1 влево включается продольное перемещение суппорта влево, при включении вправо — перемещение вправо, чем и обеспечивается мнемоничность управления. Поперечное перемещение суппорта включается аналогично с помощью валика 16, копира 15 и рычага с двойной вилкой 14, которая перемещает муфты 3 или 4.

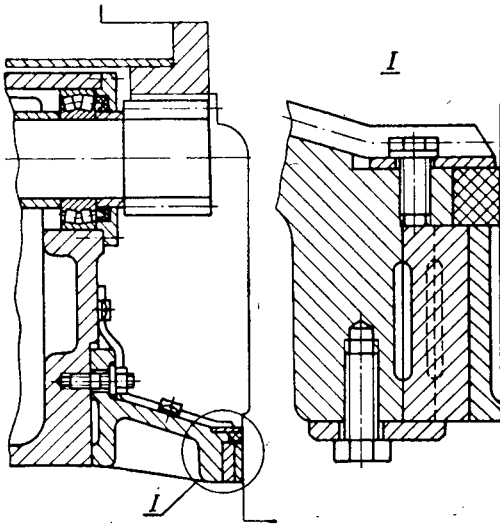


Рис. 53. Устройство для разгрузки передних направляющих станка 1А670

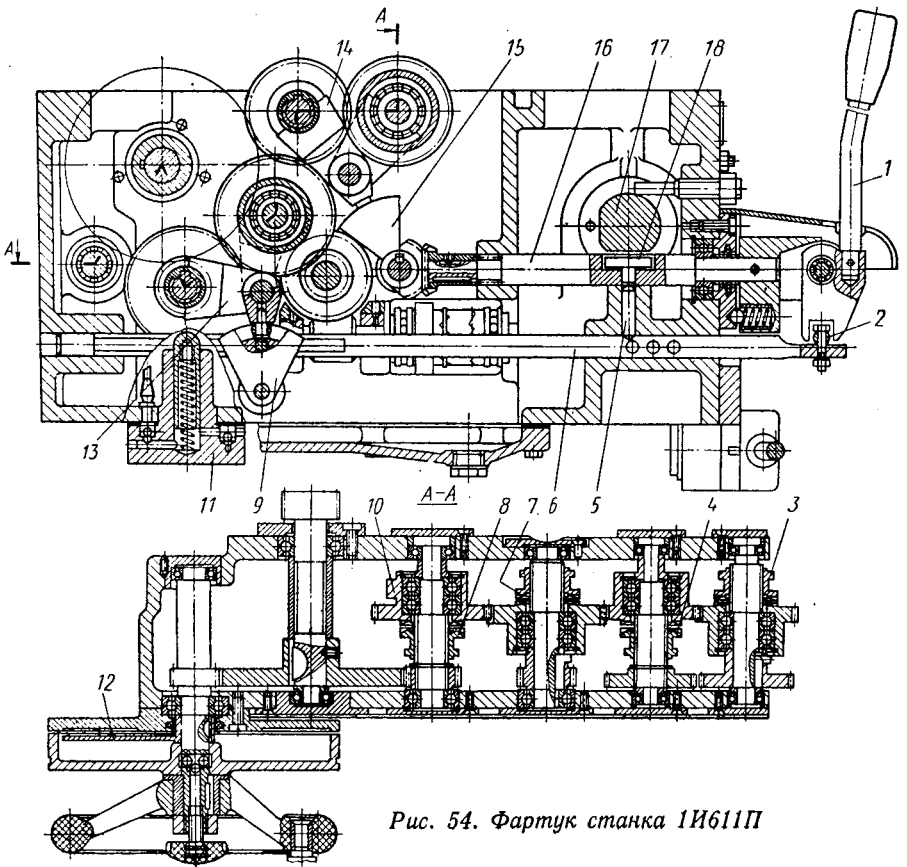


Рис. 54. Фартук станка 1И611П

Блокировка от одновременного включения подач, получающих движение от ходового валика (продольной и поперечной) производится с помощью штифта 5. При включении продольной подачи этот штифт входит в отверстие валика 16, препятствуя его повороту и включению поперечной подачи. При включении поперечной подачи отверстие в валике 16 изменяет свое положение, в связи с чем выдвижение штифта 5 исключается. Включе-

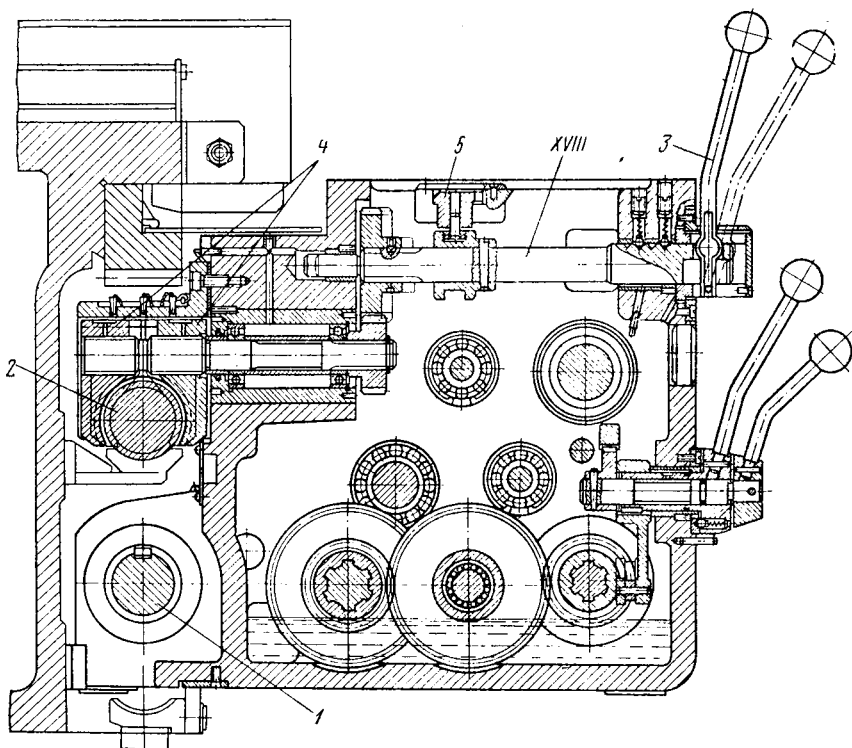


Рис. 55. Механизм фартука станка 1А665

ние разъемной гайки производится при повороте валика 17. Когда включается продольная подача, то штифт 5 прижимает сухарь 18 к срезанной части валика 17, что и создает препятствие для поворота последнего. При включении поперечной подачи срезанная часть валика 17 опирается на цилиндрическую поверхность валика 16, что также лишает возможности поворота валика 17 и замыкания гайки. Фартук имеет отдельную систему смазки от плунжерного насоса 11, который приводится в действие кулачком 10. В данной конструкции фартука введен специальный балансир 12 для уравнивания рукоятки маховика.

Механизм подачи в тяжелых станках 1А660, 1А665 и 1А670 получает движение от шпинделя через ходовой валик 1 и ходовой винт 2 (рис. 55) при нарезании резьбы. Включение и выключение

разъемной гайки осуществляется рукояткой 3. При повороте этой рукоятки движение передается через валик XVIII винту, который сближает или раздвигает половины гайки 4. При осевом перемещении рукоятки 3 поворачивается рычаг 5, который включает или выключает зубчатое колесо, передающее движение на зубчатое колесо, сцепленное с рейкой. Разъемная гайка не полностью охватывает по окружности поверхность винта. Снизу ходовой винт опирается на кронштейн. В тяжелых станках 1А660 и 1А670 не имеется коробки подач для резьбы и эта операция производится с подбором сменных колес.

СУППОРТЫ

Суппорт служит для установки, закрепления на нем и перемещения резцов. Кроме того, на суппорте очень часто устанавливают дополнительные механизмы и приспособления, облегчающие отсчет перемещений и расширяющие технологические возможности станка (устройство для цифрового отсчета, индикаторный и жесткие упоры, подвижный люнет, конусную линейку, гидрокопировальный суппорт и т. д.). Суппорт состоит из каретки, перемещающейся по направляющим станины (нижние продольные салазки); поперечных салазок, перемещающихся перпендикулярно оси центров по каретке; верхних салазок с резцедержателем, перемещающимся по направляющим поворотного круга на поперечных салазках.

Каретка в малых токарных станках, главным образом настольных, перемещения не имеет и ее можно только переставлять по направляющим станины; крепление на станине осуществляется с помощью болтов, проходящих через пазы или отверстия станины. В тяжелых станках каретка перемещается только механически. В большинстве станков каретку можно перемещать вручную и механически с помощью реечной передачи при точении и с помощью ходового винта при нарезании резьб.

Для более равномерного распределения давлений, передаваемых от суппорта на направляющие станины, целесообразно каретку суппорта выполнять симметричной. Однако это условие выполнить трудно, так как при нормальном (относительно малом) вылете конца шпинделя направляющие каретки упираются в корпус шпиндельной бабки, а фартук — в коробку подач. Это ограничивает подход резца к концу шпинделя. Для устранения недохода резца в некоторых случаях корпус шпиндельной бабки спереди «зауживают» для обеспечения захода направляющих каретки, а когда это невозможно, смещают поперечную перемычку каретки влево.

В зависимости от конструкции направляющих станины применяются различные способы регулирования зазоров между направляющими каретки и станины. В случае прямоугольных и призматических направляющих регулирование производится

с помощью планок, поджимаемых винтами. При выполнении тяжелых торцовых работ крепление каретки на станине осуществляют при помощи прижимных планок. Необходимо отметить, что в крупных и тяжелых токарных станках с незакаленными направляющими для уменьшения износа опорных поверхностей каретки применяют накладки из бронзы, текстолита или фторопласта.

Поперечные и верхние салазки перемещаются с помощью винтов и гаек. При этом диаметр и шаг винтов выбираются с учетом

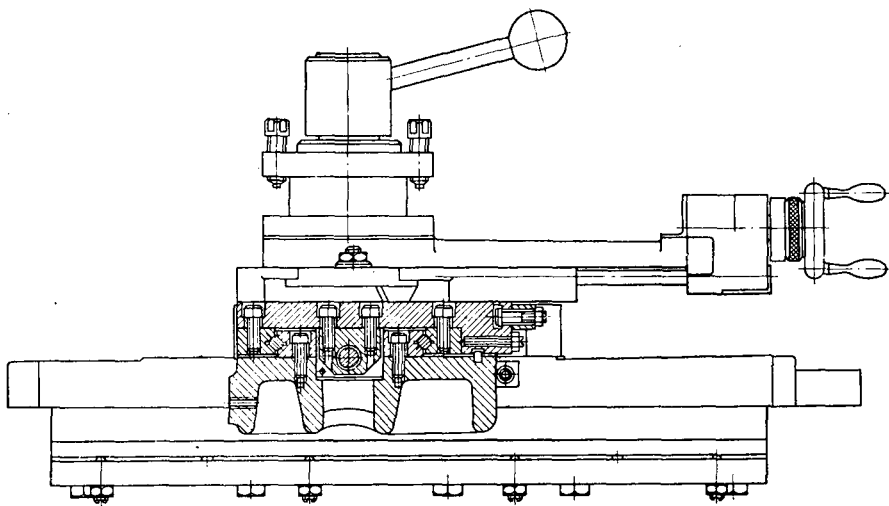


Рис. 56. Направляющие качения для поперечных салазок станка 97ИТ

обеспечения самоторможения передачи (по этой же причине шариковые винтовые передачи качения, широко применяемые в станках с программным управлением, в поперечных салазках станков общего назначения не применяются). В малых станках для перемещения поперечных и верхних салазок наряду с парой винт-гайка находят применение рычажные устройства, при этом перемещение осуществляется только вручную.

Направляющие для поперечных и верхних салазок чаще всего делают типа ласточкиного хвоста. В тяжелых станках находят применение прямоугольные направляющие со скошенными планками. Регулирование зазоров в направляющих салазок чаще всего осуществляется продольным перемещением клина. При этом клин располагается с противоположной стороны от действующих сил так, чтобы сила резания воспринималась направляющей без клина. В отдельных станках (с программным управлением) для поперечных салазок находят применение направляющие качения.

На рис. 56 изображены направляющие качения для поперечных салазок станка 97ИТ класса А. Регулирование зазоров между

нарезкой винта поперечной подачи и гайкой осуществляется ручным или автоматическим саморегулированием положения частей гайки. Для этих целей гайка выполняется из двух полу гаек. Регулирование зазора осуществляется смещением или поворотом одной полу гайки относительно другой. Различные конструкции гаек изображены на рис. 57, *a—г*, из них предпочтительной является конструкция, изображенная на рис. 57, *a*, практически не дающая перекоса при смещении подвижной полу гайки. Тем не менее, регулирование зазора подтяжкой клина (рис. 57, *б*)

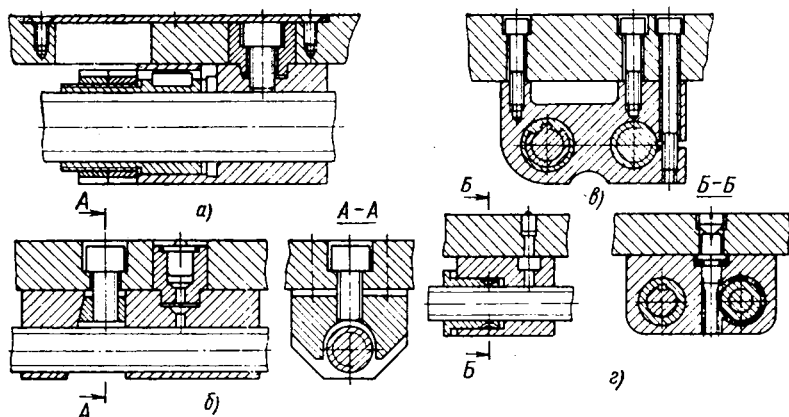


Рис. 57. Способы регулирования зазоров в паре винт-гайка:

a — выбор зазора в ходовом винте с помощью подвижной гайки; *б* — выбор зазора с помощью клина; *в* — выбор зазора путем упругих деформаций гайки; *г* — поворот полу гайки с помощью червячной передачи

широко применяется в современных станках. В легких станках применяется регулирование с помощью подтяжки разрезной гайки (рис. 57, *в*), в тяжелых — поворотом одной полу гайки с помощью червячной передачи (рис. 57, *г*).

В отдельных станках нашло применение саморегулирование гаек с помощью пружин, действующих непосредственно на полу гайки или посредством промежуточной передачи. Необходимо заметить, что нарезание торцовых резьб в этих случаях затруднительно. Конструкция винта для поперечных салазок и расположение опор, воспринимающих осевую нагрузку, в значительной степени зависят от выбранного способа соединения с копирно-конусной линейкой. Если винт не составной, то в случае расположения упорных подшипников для восприятия осевых сил спереди у лимба (рис. 58, *a*) уменьшается «мертвый ход» лимба, легче обеспечивается соосность винта и опор. Недостатком такой конструкции является то, что винт в этом случае работает на сжатие.

Для постановки на станках конусной линейки необходима замена винта и ряда других деталей, сопряженных с ним. Эти

детали необходимо изготовлять дополнительно и поставлять вместе с конусной линейкой. При установке и снятии конусной линейки необходим частичный демонтаж поперечных салазок с заменой винта и других деталей.

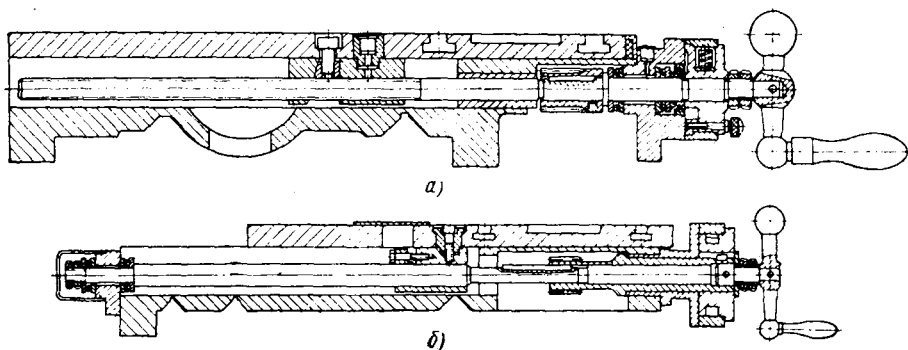


Рис. 58. Конструкции винтов поперечной подачи:

а — винт, работающий на сжатие; б — винт, работающий на растяжение

При расположении упорных подшипников для восприятия осевых сил сзади салазок (рис. 58, б) телескопический винт делается из двух частей, соединяемых шпонкой. В этом случае возможно некоторое увеличение «мертвого хода» лимба для отсчетов поперечных перемещений, а также снижение крутильной жесткости винта.

Достоинством такой конструкции является обеспечение быстрой постановки и снятия конусной линейки без замены деталей или с заменой без демонтажа только поперечных салазок. Винт в этом случае работает на растяжение, что также является положительным фактором. При нарезании резьб в «упор» (до перепада диаметров), а также резьб без канавки для выхода резца применяются механизмы быстрого отвода резца с помощью копира или эксцентрика (рис. 59). При повороте рукоятки 4 эксцентрик 3 своей

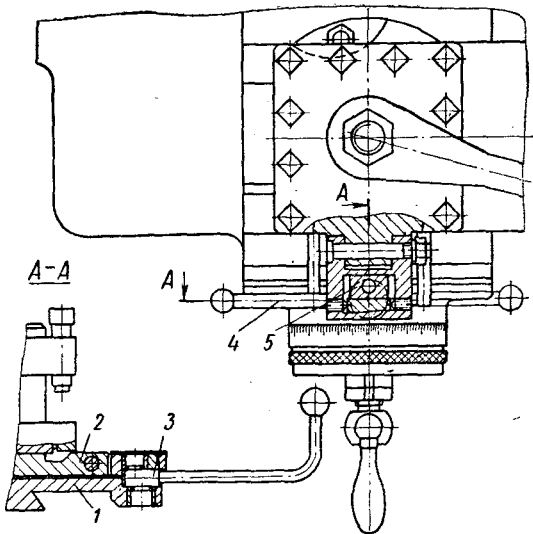


Рис. 59. Механизмы быстрого отвода резца с помощью эксцентрика

верхней цапфой с помощью ползуна 5 перемещает ползушку 2 по салазкам 1.

На более крупных станках для обеспечения возможности обработки конусов с помощью одновременного продольного и поперечного перемещений резца от винтов (ходового и для поперечной передачи) верхним салазкам сообщается механическая подача. На тяжелых станках, помимо этого, применяются дополнительно салазки для резцедержателя, перемещающиеся перпендикулярно линии центров.

Поворот верхней части суппорта на поворотной колонке осуществляется с помощью червячной передачи. Смазка направляющих каретки и салазок суппорта обычно осуществляется от насоса, расположенного в фартуке.

РЕЗЦЕДЕРЖАТЕЛИ

Конструкции резцедержателей весьма разнообразны. На малых станках наибольшее распространение получили так называемые «солдатики» с одним крепежным винтом, а также съемные резцедержатели на один-два резца. На средних и крупных станках получил распространение четырехгранный поворотный резцедержатель. В тяжелых станках для

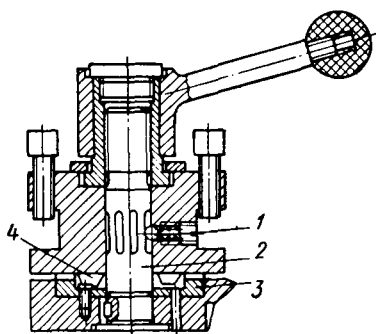


Рис. 60. Резцедержатель с многоопорной фиксацией

тяжелых станках для зажима резцов применяют специальные планки с рычажно-клиновым механизмом, позволяющим при моменте, равном $1 \text{ кгс} \cdot \text{м}$, на рукоятке зажима развивать усилие зажима до 1 тс , а также одноместные резцедержатели. Одним из важнейших направлений в совершенствовании резцедержателей является создание резцедержателей с быстросменными оправками, позволяющими производить быструю смену различных инструментов (резцов, сверл и разверток). Особенно эффективны и

удобны указанные резцедержатели, по сравнению с обычными четырехпозиционными, при обработке деталей сложной формы, когда необходима частая смена многих инструментов. Большое влияние на точность обрабатываемой партии деталей оказывает точность фиксации резцедержателей. В наибольшей степени указанным требованиям отвечают резцедержатели с многоопорными фиксирующими поверхностями.

На рис. 60 изображен резцедержатель станка ИБ11П с подобной фиксацией. Фиксация осуществляется через 30° поворота резцедержателя предварительно с помощью подпружиненного шарика 1, западающего в пазы стержня 2, и окончательно с помощью четырех зубцов на резцедержателе 4 и двенадцати пазов

на опорном кольце 3. Между резцедержателем и салазками имеется зазор 0,2—0,7 мм для обеспечения беззазорной фиксации по фиксирующим зубцам.

МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ ОТСЧЕТА ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ РЕЗЦА

Лимбы. Лимбы, применяемые в точных станках, стремятся делать возможно большего диаметра для уменьшения цены деления и увеличения расстояния между штрихами. Для удобства отсчета перемещений, когда лимб делает несколько оборотов, в современных станках применяют двухразрядные лимбы как для поперечного, так и для продольного перемещений. В точных станках на одно деление лимба предусматривают поперечное смещение салазок 0,01 или 0,02 мм. Меньшую цену деления лимбов получить практически трудно. Для упрощения расчетов при измерениях цену деления лимба поперечных салазок рассчитывают на диаметр (т. е. удваивают). Для облегчения пользования лимбом при расточных работах фирма «VDF» (ФРГ) вы-

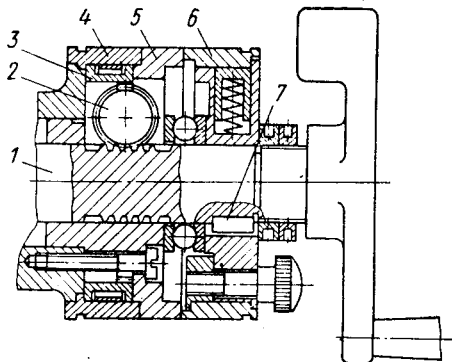


Рис. 61. Двухразрядный лимб станка 16Б11П

полняет рядом с основным дополнительный лимб с увеличением делений против часовой стрелки. На рис. 61 изображен двухразрядный лимб поперечных салазок станка 16Б11П. Лимб 6 с ценой деления 0,05 мм на диаметр обрабатываемого изделия (перемещение 0,025 мм) посажен непосредственно на винт 1 с помощью шпонки 7. Лимб 4 с ценой деления 10 мм на диаметр делает один оборот за все перемещение салазок, тем самым оператор освобожден от необходимости вести счет оборотов первого лимба (с ценой деления 0,05 на диаметр). Вращение лимба 4 осуществляется с помощью червяка, нарезанного на шейке винта 1, винтового зубчатого колеса 2, повернутого на некоторый угол, и цилиндрического зубчатого колеса 3 с внутренним зацеплением.

Передаточное отношение механизма привода определяется из отношения $\frac{D}{2t}$, где D — максимальный диаметр обрабатываемого изделия в мм, а t — шаг винта в мм. Отсчет показаний лимбов делается относительно риски на промежуточном кольце 5. Общее перемещение складывается из суммы показаний двух лимбов.

На рис. 62 изображен двухразрядный лимб станка 16Б20П ($D = 400$ мм) унифицированной гаммы для продольной подачи.

Первый лимб имеет цену деления 1 мм, второй лимб — 100 мм. Лимбы отечественных станков для продольных подач имеют следующие характеристики (в числителе величина продольного перемещения, в знаменателе — цена одного деления в мм): ИБ11П — $\frac{20}{0,1}$; 1А616 — $\frac{110}{0,5}$; 1Е61М — $\frac{28}{0,2}$; 1Б61 — $\frac{100}{0,5}$; 1К62 — $\frac{200}{1,0}$; 1624М — $\frac{180}{1,0}$; 163 — $\frac{300}{1,0}$ и 1А64 — $\frac{50}{0,1}$.

Наличие таких малых перемещений за один оборот лимба, как 20 и 28 мм, является недостатками станков ИБ11П и 1Е61М.

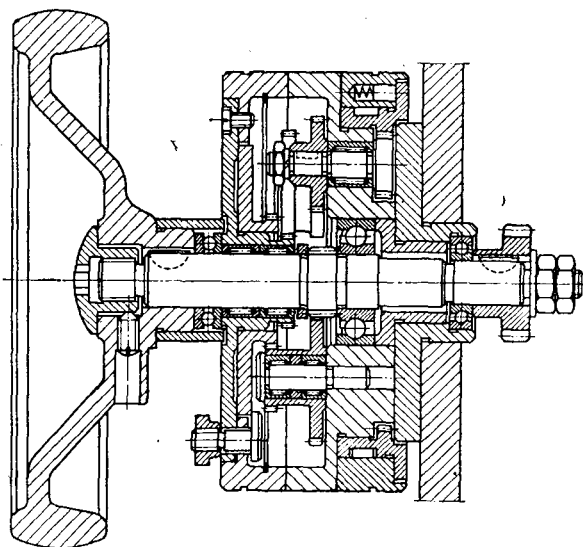


Рис. 62. Двухразрядный лимб станка 16Б20П

На станке 1Е61М величина продольного перемещения фактически составляет 27,9252 мм, что приводит к значительным ошибкам при расчетах (на длине 640 мм ошибка составляет 1,72 мм). Для продольной подачи цену деления лимба лучше принимать равной 0,1 мм или 1 мм. Применение лимба с ценой деления 0,1 позволяет точнее произвести отсчет перемещений, но при быстром его вращении отсчет становится затруднительным. Приходится окончание перемещения производить с замедлением подачи, что не всегда возможно и целесообразно, поэтому в более крупных станках, работающих с большими подачами, применяются лимбы с ценой деления 1 мм. В этих лимбах в результате дополнительных цилиндрических передач и внутреннего зацепления происходит снижение скорости вращения лимба.

При значительных перемещениях эти лимбы делают несколько оборотов и их необходимо считать для определения всего перемещения, что требует дополнительного внимания и не исключает

ошибок. Чтобы избежать необходимости счета и запоминания количества оборотов лимба, в современных станках применяют счетчики оборотов или дополнительные лимбы для продольного перемещения с ценой деления 10 и 100 мм. В последнем случае стремятся к тому, чтобы дополнительный лимб сделал не более одного полного оборота за возможное продольное перемещение суппорта.

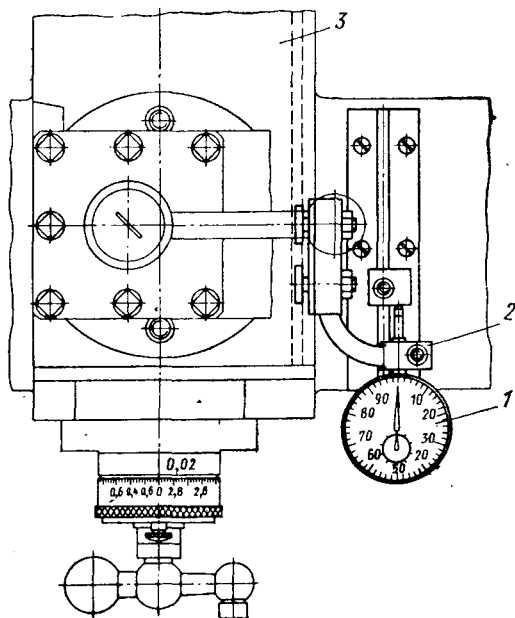


Рис. 63. Поперечный индикаторный упор

Индикаторные упоры. Увеличение точности отсчета перемещения можно получить с помощью индикаторного упора (рис. 63). Индикатор 1 с помощью державки 2 крепят к салазкам 3. Упор индикатора устанавливают на планке, которую закрепляют на каретке.

Для отсчета продольных перемещений индикатор устанавливают в закрытый кронштейн, защищающий его от стружки и эмульсии, и закрепляют на полке станины (рис. 64). Упор на каретке суппорта действует через деталь 2 на индикаторный штифт 1, предохраняющий штифт индикатора от поломки.

Отсчетные микроскопы. Для точных отсчетов перемещений применяют отсчетные микроскопы. Принципиальная схема простейшего микроскопа изображена на рис. 65. Цена деления микроскопа 0,01 мм, увеличение десятикратное. Луч от источника света 2, как показано стрелками, через конденсатор и преломляющую призму направляется на линейку 1. Освещенное изображение

линейки через объектив и систему зеркал проектируется с десятикратным увеличением на матовую поверхность стеклянного экрана 3; на экране нанесены две риски. Этот экран помещают

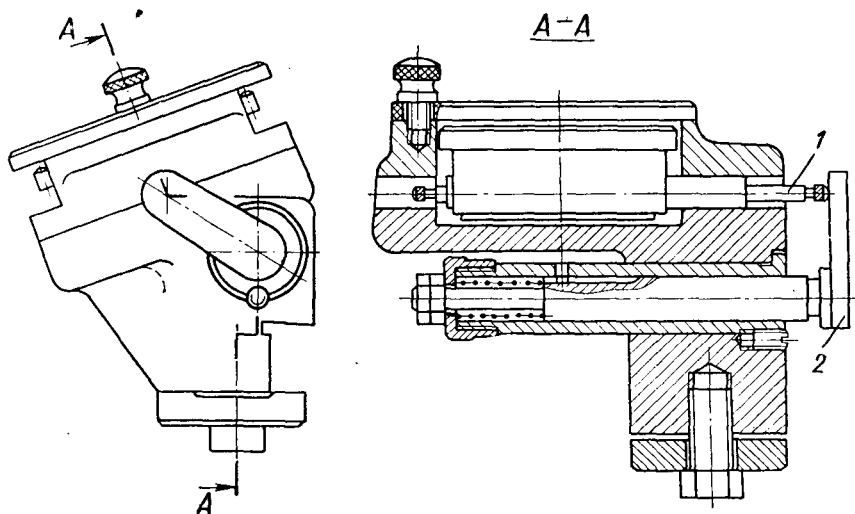


Рис. 64. Продольный индикаторный упор

на планке 5, передвигающейся по направляющим детали 4. Выше планки имеется кулачок 6 с архимедовой спиралью, который осуществляет перемещение планки с экраном по направляющим. На одной оси с кулачком насажен отсчетный барабан 7, имеющий 100 делений. Перед началом отсчета устанавливают суппорт в исходное положение, а линейку 1 ставят так, чтобы нулевой штрих линейки оказался между двумя рисками на экране.

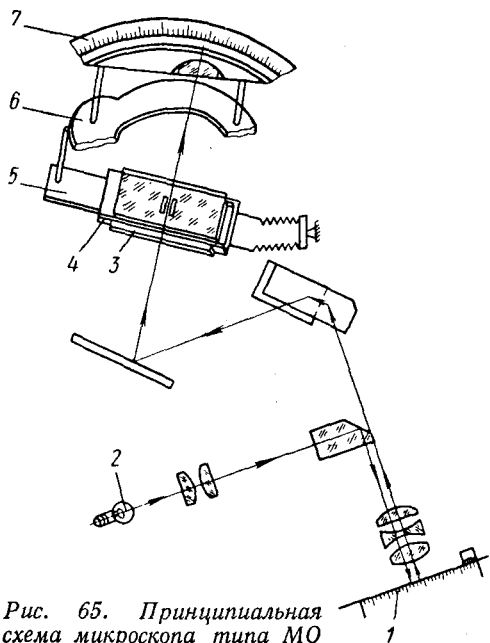


Рис. 65. Принципиальная схема микроскопа типа МО

Допустим, необходимо передвинуть салазки на величину 10,25 мм. Целое число миллиметров устанавливается по линейке с помощью указателя грубого отсчета, а сотые доли миллиметра — с помощью барабана 7. Если теперь

повернуть отсчетный барабан на 25 делений, то экран сместится относительно линейки на 0,25 мм. И если затем передвинуть суппорт по указателю грубого отсчета на 10 делений, устанавливая штрих десяти делений между двух рисок на экране, то получим перемещение на 10,25 мм.

КОНСТРУКЦИИ СУППОРТОВ И ЗАДНИХ БАБОК

На тяжелых станках 1А660, 1А665 и 1А670 устанавливают два суппорта: передний и задний (рис. 66) на одной каретке. На переднем суппорте имеются поперечные салазки 5, поворотная часть 3, верхние салазки 2, имеющие автоматическую подачу, и резцовые салазки 1 с ручной подачей. На заднем суппорте имеются поперечные салазки 6, стойка 8 и резцовые салазки. Винты 4 и 7 поперечных салазок получают независимое вращение. Путем переключения специальной рукояткой можно реверсировать подачу верхнего суппорта. Сообщение одновременно двух автоматических подач резцу путем продольного перемещения каретки и перемещения салазок верхнего суппорта, установленного под углом, позволяет вести обточку конусов с широким диапазоном изменения наклона образующей.

Задняя бабка предназначена для поддержки обрабатываемых деталей в случае обработки в центрах, для поддержания расточных борштанг при растачивании деталей, закрепленных на суппорте, для подачи стержневого инструмента, и в пределах одной группы станков имеет установившуюся конструкцию. В станках же разных групп конструкции задних бабок отличаются друг от друга. Задние бабки токарных станков различаются прежде всего по характеру опоры пиноли: с постоянной длиной опоры пиноли в корпусе бабки и с непостоянной длиной опоры пиноли в корпусе бабки. Они различаются также по способу перемещения пиноли. Задние бабки имеют различные устройства для закрепления их на станине и для зажима пиноли. Постоянство длины опоры пиноли является достоинством конструкции задней бабки, так как при уменьшении длины опоры пиноли и увеличении ее вылета жесткость бабки значительно снижается, однако свободная часть пиноли со стороны маховика, выдвигающегося из корпуса бабки в конструкциях с постоянной длиной опоры, подвержена ударам и загрязнению.

Вместе с тем, получение точной цилиндрической поверхности как на пиноли, так и в корпусе затруднено из-за прорези для гайки, которая нарушает непрерывность направляющей поверхности. Кроме того, задние бабки с такой пинолью увеличивают габариты станка. В связи с указанными причинами подобные конструкции получили меньшее распространение. Они находят применение главным образом в малых и средних станках. Способы перемещения пиноли изображены на рис. 67. Перемещение пиноли с помощью рычага применяется в малых станках, при этом

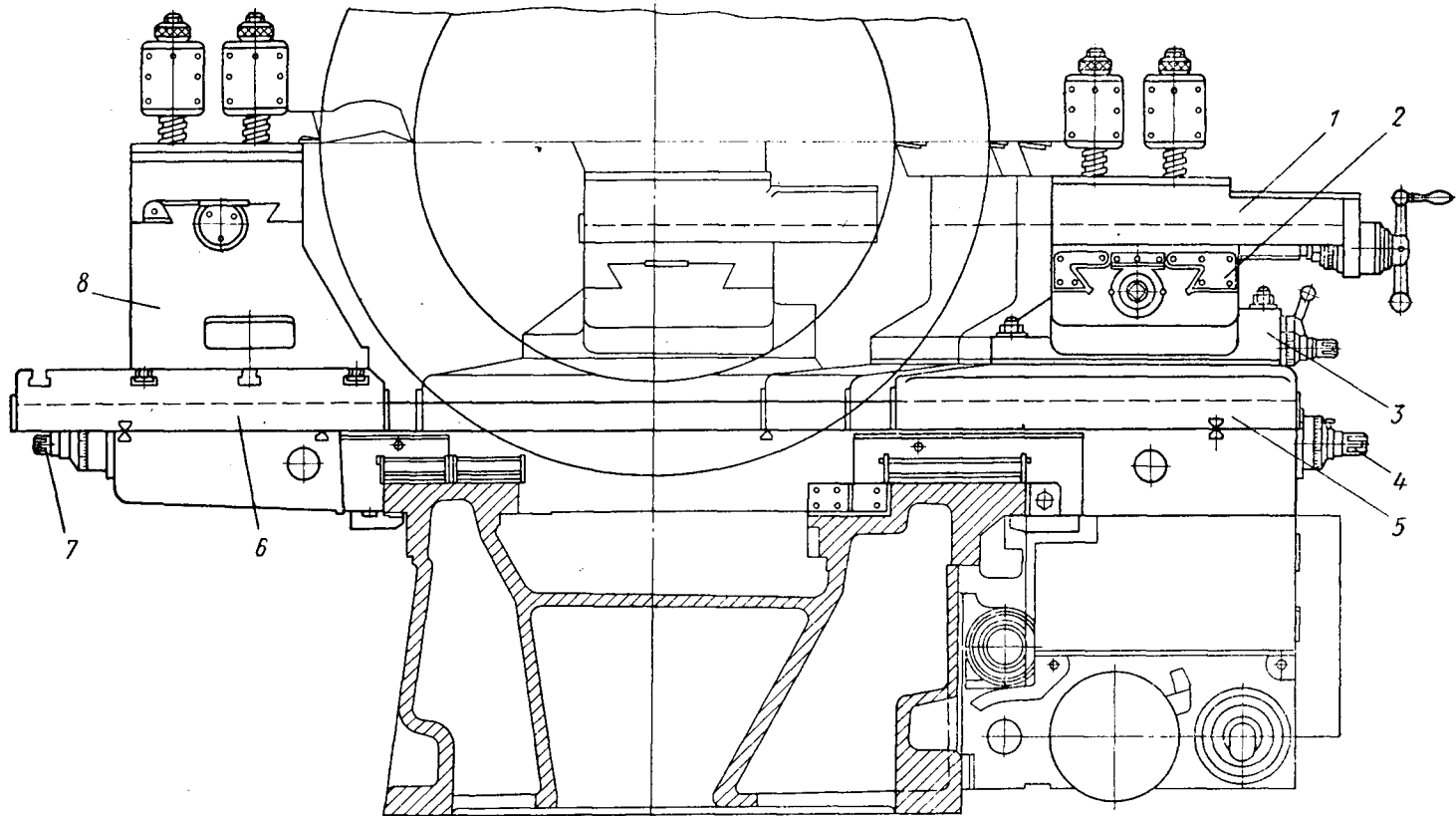


рис. 66. Установка суппортов на станке 1А665

обеспечивается быстрое и удобное перемещение пиноли с инструментом при сверлении, зенкерования и т. д. В большинстве станков пиноль перемещается с помощью винтовой пары.

Существует большое количество устройств для зажима пиноли задней бабки (рис. 68, а—г). При проектировании этих устройств необходимо обратить внимание на то, чтобы направление зажима пиноли по возможности совпадало с направлением

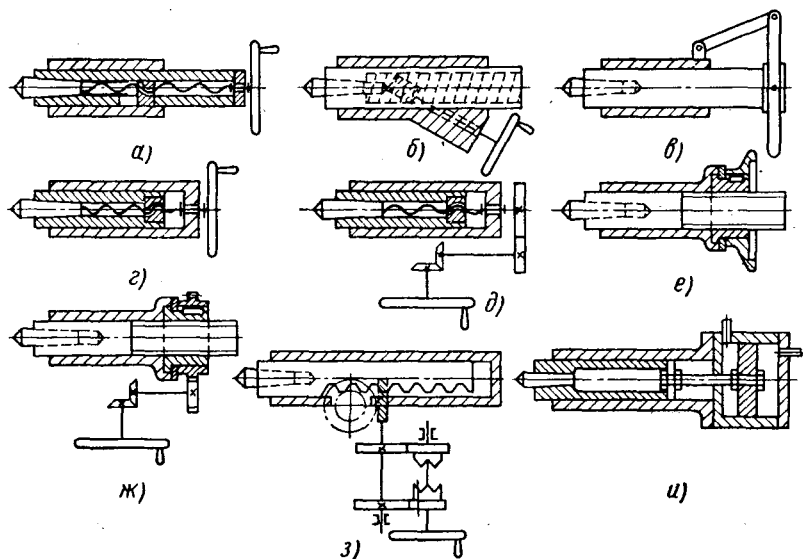


Рис. 67. Способы перемещения пиноли задней бабки:

а — маховик на одной оси с винтом, гайка связана с корпусом задней бабки; б — перемещение пиноли с помощью червяка и рейки; в — перемещение пиноли с помощью рычага; г — маховик на одной оси с винтом, гайка связана с пинолью; д — маховик связан с винтом через передачу зубчатыми колесами; е — пиноль имеет резьбу, а маховик — гайку; ж — пиноль имеет резьбу, а маховик связан с гайкой через передачу; з — пиноль перемещается с помощью передачи шестерня — рейка; и — привод от гидроцилиндра

равнодействующей силы резания, т. е. чтобы прижим пиноли при резании происходил к цельной части корпуса, а не к зажимному устройству, в этом случае конструкция получается более жесткой.

Наиболее часто это устройство делается снизу пиноли (рис. 68, б и г) с помощью винтового зажима и двух скошенных втулок. В станках 1А680, SU 100 и SU125 (ЧССР) под упорные подшипники задней бабки устанавливают тарельчатые пружины, которые предотвращают перегрузку упорных подшипников в шпиндельной бабке и во вращающемся центре. Снабжение задних бабок устройством для измерения осевого давления позволяет производить точную установку величины осевого давления на пиноль в зависимости от веса обрабатываемой детали и осевых составляющих сил резания. Перемещение задних бабок малых

и средних станков производится вручную, перемещение задних бабок крупных станков облегчается установкой подпружиненных шариковых подшипников (рис. 69) или другими методами (с помощью воздушной подушки, реечных передач и т. д.). Переме-

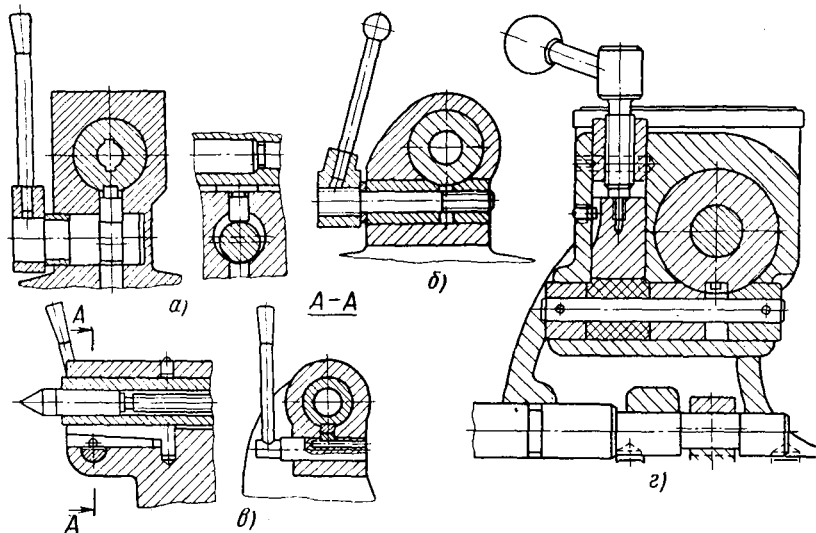


Рис. 68. Способы зажима пинолей

щение пинолей и салазок бабок некоторых моделей крупных станков и всех тяжелых станков механизировано и осуществляется с помощью специальных электродвигателей.

Для предохранения механизма перемещений от перегрузок предусматриваются фрикционные муфты. В некоторых средних

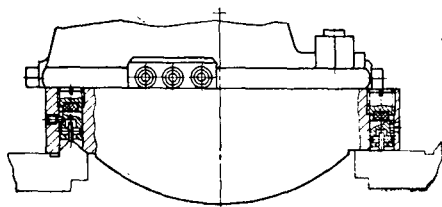


Рис. 69. Устройство для облегчения перемещения задней бабки

и крупных станках перемещение задних бабок по направляющим осуществляется при работе стержневым инструментом с помощью суппорта, для чего предусматривается специальное замковое соединение на поперечных салазках и основании задней бабки. Однако при перемещении корпуса задней бабки с основанием получается невы-

сокая виброустойчивость вследствие раскрытия стыка между направляющими станины и основанием бабки. Лучшим решением в этом случае является перемещение с помощью суппорта не корпуса задней бабки, а пиноли, так как последняя имеет посадку в корпусе с малым зазором и хорошее направление.

На рис. 70 изображена подобная конструкция задней бабки, выполненная в станке НВХ-360 фирмой «Сазатеув» (Франция).

Рис. 70. Привод для перемещения пиноли задней бабки

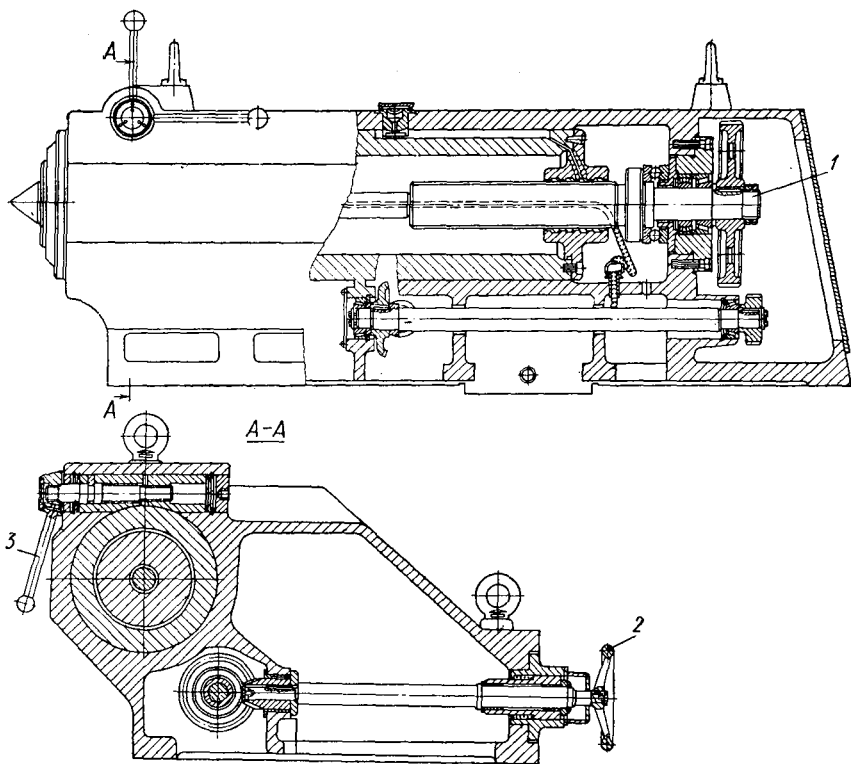
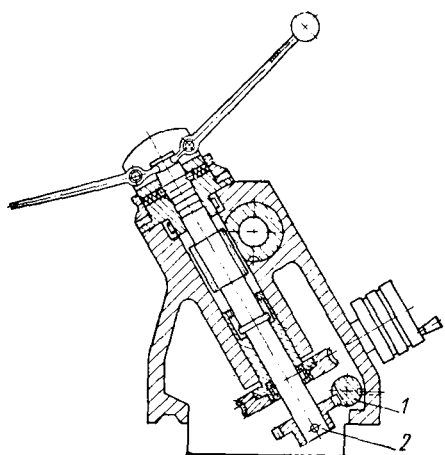


Рис. 71. Задняя бабка станка 1A665

Штанга 1, перемещаясь в осевом направлении, вызывает поворот вала 2 и перемещение пиноли. Закрепление задних бабок на станине в большинстве случаев осуществляется с помощью винтовых и эксцентриковых устройств. Последние больше применяются в малых станках; в средних станках эксцентриковый зажим иногда дублируется винтовым для обеспечения более силь-

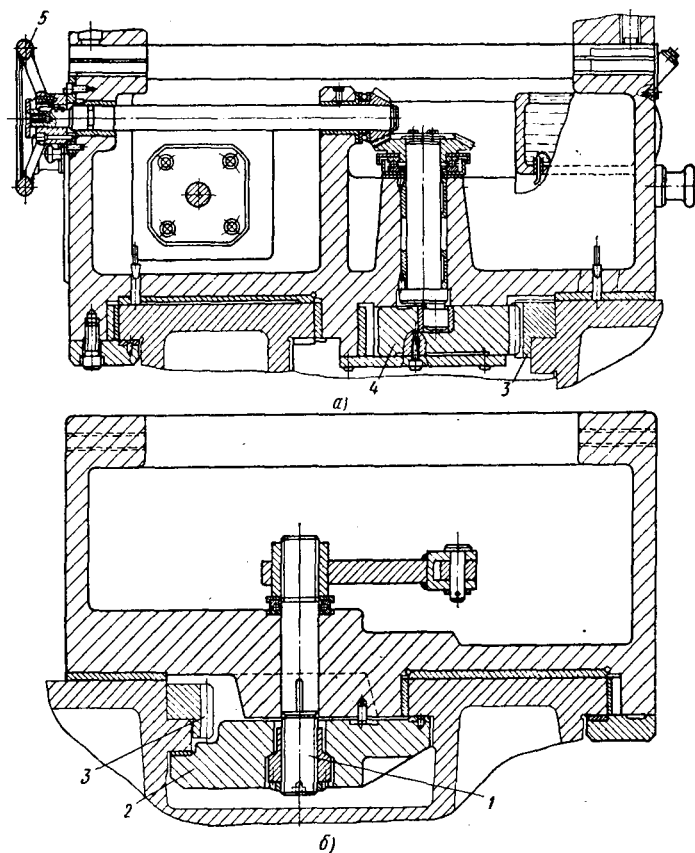


Рис. 72. Крепление задней бабки станка 1А665:

а — механизм фиксации; б — механизм зажима

ного зажима при выполнении тяжелых работ. В тяжелых станках зажим бабок часто осуществляется с помощью пневмо- или гидроцилиндров. Для дополнительного фиксирования положения задней бабки на станине иногда применяют специальную защелку, входящую в соответствующие впадины на станине. Для точения «пологих» конусов задние бабки можно смещать на своем основании.

На рис. 71 изображена задняя бабка тяжелого токарного станка 1А665. Осевое перемещение пиноли осуществляется как

от специального электродвигателя через редуктор и зубчатое колесо $z = 98$, закрепленное на винте 1, так и вручную с помощью маховика 2. Зажим пиноли производится рукояткой 3 с помощью двух втулок, стягиваемых винтом. Для перемещения задней бабки вдоль станины имеется отдельный электродвигатель, который через редуктор дает вращение зубчатому колесу $z = 12$ (см. рис. 6), сцепленному с рейкой 3, закрепленной на станине (рис. 72, а). Закрепление задней бабки на станине производится с помощью давления воздуха в пневмоцилиндре, от которого через систему рычагов передается вращение винтам 1 (рис. 72, б), передвигающим планку 2. Для исключения сдвига задней бабки имеется специальный механизм фиксации, действующий от маховика 5 (рис. 72, а). Для этого в поперечном направлении передвигается упор 4, который входит в зацепление с рейкой.

ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

Станины токарных станков. Конструкции станин оказывают большое влияние на такие показатели станков, как производительность, точность и виброустойчивость. Металлоемкость и вес станков зависят от конструкции станин. Вместе с тем станины должны отвечать требованиям наибольшей жесткости, а направляющие — износостойкости.

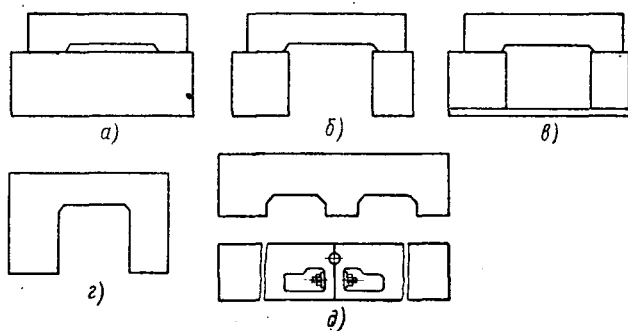


Рис. 73. Варианты установки станин на тумбах и основаниях

На рис. 73, а—г изображены различные варианты постановки станин на тумбах и основаниях. В малых станках с диаметром обработки 100—125 мм основания иногда выполняют в виде верстака из дерева. Основание станины, изображенное на рис. 73, а, применяется главным образом в станках с диаметром обработки до 250 мм, а в точных станках — до 320 мм. Основание чаще всего выполняют литым, иногда сварным; в последнем случае преимущественно для специальных целей — походных мастерских и кораблей.

Достоинством такой конструкции основания для станины является относительно высокая жесткость. Конструкция основания отличается хорошей устойчивостью, наличием места для удобного расположения вспомогательных механизмов, устройств для охлаждения, электродвигателя, коробки скоростей и т. д., и создает возможность для бесфундаментной установки станка.

К недостаткам следует отнести трудность исполнения на одном основании различных размерных модификаций по длине (станков с разными расстояниями между центрами). В некоторых станках (ИИ611П, S28 фирмы «Zbrojovka», ЧССР) для обеспечения возможности различных исполнений по длине станина в одном из исполнений имеет конец, выступающий за пределы правой ножки.

Несколько большая металлоемкость в этой конструкции в связи с более толстыми стенками (толщина стенки зависит от размера отливки) в ряде станков компенсируется большими разрядками в виде окон с последующим их закрытием тонкими штампованными крышками из листового материала. Вариант, при котором станина устанавливается на тумбах (рис. 73, б), получил наибольшее распространение в станках средних размеров. В этой конструкции нет преимуществ предыдущего варианта, однако общий вес станка в этом случае уменьшается.

Иногда для повышения жесткости станины и придания ей большей устойчивости ножки станины соединяют снизу плитой (рис. 73, в). При этом образуется рамная конструкция (SV32, ЧССР, и ИЖ-250). В некоторых случаях промежутки между ножками закрывают крышками и размещают в нем вспомогательные агрегаты, инструментальный ящик. Этот вариант можно рекомендовать для точных станков малых и средних размеров. Эффект от применения плиты тем больше, чем лучше прилегание стыков поверхностей ножек и плиты. При этой конструкции несколько повышается трудоемкость изготовления станка.

Цельное исполнение станины и ножек (рис. 73, г) применяется значительно реже других вследствие высокой трудоемкости изготовления. Преимущества этого варианта перед другими заключаются в устранении весьма нежелательного стыка между станиной и ножками. Вследствие этого, несколько повышается жесткость станины и опор. Вместе с тем подобная конструкция имеет малое распространение вследствие высокой трудоемкости изготовления, невозможности использования унифицированных опор для различных модификаций по длине, трудности осуществления процесса старения, невозможности применения различных материалов для станины и ножек.

Вариант станины, изображенный на рис. 73, д, является специфичным и применяется в крупных станках. Это объясняется тем, что в этих станках вся высота от пола до линии центров в передней части занята шпиндельной бабкой и коробкой подачи. Часто такая станина имеет в пролете между крайними опорными

поверхностями дополнительные промежуточные опоры. Станины тяжелых станков имеют опорную плоскость по всей длине, при этом длинные станины выполняют из стыкуемых по длине секций. Корыто для стружки в указанных вариантах может быть литое или вставное из жести или пластмассы.

Существующие станины токарных станков принято классифицировать в зависимости от вида направляющих на следующие типы: с призматическими направляющими, с прямоугольными направляющими и с направляющими смешанного типа.

Большим преимуществом призматических направляющих является возможность некоторого саморегулирования при износе, что особенно важно для сохранения точности расположения подвижной детали, в частности оси задней бабки, относительно оси шпиндельной бабки.

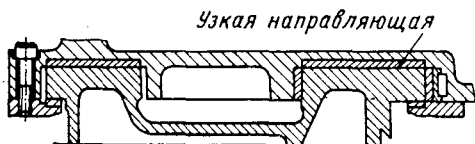


Рис. 74. Станина с узкими направляющими

В этом случае для регулирования люфта в направляющих необходимо подтягивать лишь поджимные планки. С призмы лучше отводится мелкая стружка и при принудительной смазке вымываются продукты износа. Вместе с тем жесткость стыков призматических направляющих каретки меньше, чем у плоских. Изготовление и проверка призматических направляющих сложнее, чем плоских. На выступающих призматических направляющих хуже удерживается смазка.

Относительно редко применяющиеся в токарных станках V-образные направляющие (с перевернутыми призмами) удобны для смазки, но для них необходима хорошая защита от стружки и эмульсии. Прямоугольные направляющие отличаются большей жесткостью и износостойкостью. Из-за простой конфигурации пригоночных поверхностей они проще в изготовлении. Эти направляющие чаще всего применяют в тяжелых станках. «Узкие» направляющие, изображенные на рис. 74, komponуются из элементов прямоугольных направляющих. Гидростатическую смазку удобнее применять при прямоугольных направляющих.

Применение прямоугольных направляющих для станков обособывается рядом положений. При одном и том же зазоре по нормали к направляющей (рис. 75) перемещение подвижного узла на призматических направляющих больше, чем на прямоугольных. В связи с большими размерами вертикальной поверхности *АВ* при прямоугольных направляющих удельные нагрузки на этой поверхности от поперечной силы могут быть меньше, а следовательно, и износ от поперечных сил при плоских направляющих будет меньше, чем при призматических направляющих. Весьма часто применяют каретки с несимметричной конфигурацией в плане (рис. 76), в частности при наличии около передней бабки выемки («гапа»). В этом случае поперечная нагрузка на

направляющих $Q_1 = \frac{Pl_1}{L}$ возрастает по сравнению с аналогичной силой $Q_2 = \frac{Pl_2}{L}$, возникающей при симметричной форме каретки. Для призматических направляющих и при неравномерных нагрузках на плоскости призмы возможны вибрации каретки при ее подъеме от поперечной силы. Эксцентрично приложенные продольные силы вызывают повышенную нагрузку на планки и

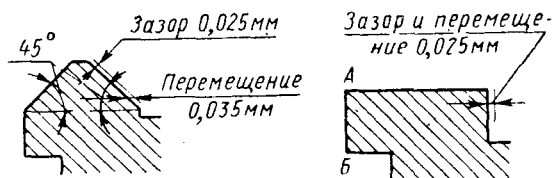


Рис. 75. Схема образования зазоров в призматических и прямоугольных направляющих

относительно быстрый их износ. Вследствие перекоса каретки в образовавшиеся зазоры легко попадают мелкая стружка и абразивные частицы.

Наличие «невыбранных» зазоров (в горизонтальном и вертикальном направлениях) вызывает перекос каретки и увеличение силы ее перемещения. Регулирование люфта в прямоугольных

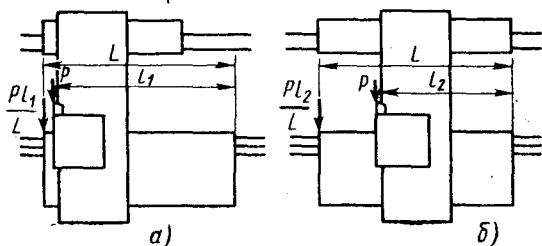


Рис. 76. Схемы кареток с несимметричными (а) и симметричными (б) контурами (в плане)

направляющих сложнее, так как необходимо регулировать положение подвижных деталей в вертикальном и в горизонтальном направлениях. При хорошем удержании смазки на прямоугольных направляющих они в большей степени, чем призматические направляющие, нуждаются в защите от стружки. Однако отсутствие «саморегулирования» зазора приводит к ограниченному применению прямоугольных направляющих.

Большинство современных токарных станков имеют призматическую переднюю направляющую для каретки. Даже в тяжелых токарных станках в последнее время намечается тенденция к переходу на призматические направляющие. В некоторых

станках призматической выполняется также и задняя направляющая. Это делается для улучшения работы каретки (повышения плавности перемещения каретки и уменьшения перекосов) при постановке на станок заднего резцедержателя, конусной линейки, гидросуппорта с задним расположением и т. д.

Призматические направляющие обладают возможностью автоматического выбора зазора при износе и способностью сохранения положения каретки в радиальном направлении при равномерном распределении давлений на отдельных гранях. Равномерность распределения давлений может достигаться как за счет различных углов наклона плоскостей призм, так и за счет ширины рабочих поверхностей. Станины с равнобокими призмами применяются в большинстве отечественных токарных станков средних размеров, а также в ряде зарубежных станков.

Одновременно с этим имеются заводы, которые делают станины с неравнобокими призмами.

В некоторых конструкциях прецизионных токарных станков все направляющие делают призматическими. Однако нагревание от шпиндельной бабки передается станине и в этом случае от тепловых деформаций расстояние между направляющими призмами, по которым перемещается каретка, у передней и задней бабки будет различным, что влияет и на равномерность перемещения и на положение каретки по высоте.

Наибольшее распространение получили станки с направляющими смешанного типа. В большинстве токарных станков для каретки суппорта в качестве передней направляющей делают призму и в качестве задней направляющей — плоскость. В связи с тем, что задняя направляющая для каретки несет меньшие нагрузки, для равномерности опускания каретки при износе в ряде конструкций станков она выполняется значительно уже передней. Для задней бабки передняя направляющая чаще всего делается плоской, а задняя — призматической. Помимо призматических, плоских направляющих для каретки и их комбинаций, применяются и другие формы направляющих, в частности направляющие в форме ласточкина хвоста [Н LV-H, $D = 280$, фирма «Hardinge» (Англия) и др.].

Наибольшее разнообразие сечений и форм направляющих имеется в малых токарных станках (рис. 77). В станках верстачного типа для диаметров обработки 100 и 125 мм при отсутствии автоматической подачи суппорта задняя бабка и каретка суппорта скользят по одним и тем же направляющим. При наличии плоских направляющих в этом случае для точной установки передвигаемых по ним деталей служат скосы по краям сечений. Т-образный паз служит для закрепления суппорта и задней бабки.

На рис. 78 изображено сечение станины тяжелого станка. Направляющие 3 и 4 служат для каретки суппорта, а направляющие 1 и 2 для задней бабки. Исходя из удобства обслуживания, а также требований ГОСТа 11845—66, высота центров от пола для

станков с диаметром обработки до 500 мм составляет 1060 мм. Для тяжелых токарных станков с диаметром обработки 500 мм эта высота достигает 1200 мм и более.

Важным параметром для виброустойчивости станка и его жесткости является отношение ширины станины (без полки)

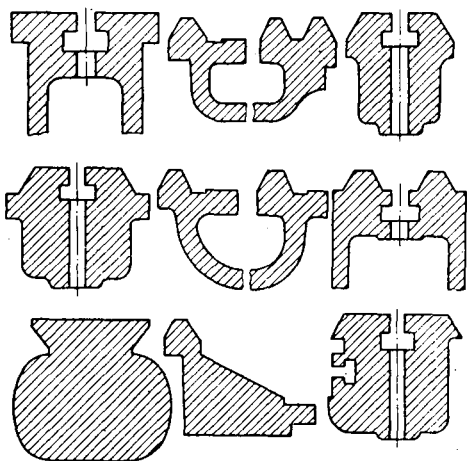


Рис. 77. Сечения станин малых токарных станков

к диаметру обработки. В мировой практике это отношение колеблется от 0,65 до 1. Динамическими расчетами токарных станков, проведенными в ЭНИМСе, установлено, что оптимальным значением этого отношения является величина 0,9. С уменьшением этого отношения до 0,7 жесткость суппорта понижается примерно в 2 раза. Расчет проводился при отсутствии смещения оси станины относительно оси шпинделя. Если ось станины смещается вперед, то при этом жесткость суппорта несколько увеличивается.

Высота станины в пролете между опорами и размеры рабочих поверхностей направляющих определяются по установившейся методике из расчета на изгиб и кручение [15].

Допустимые величины деформаций для станины невелики и для средних типов станков даже нормальной точности они

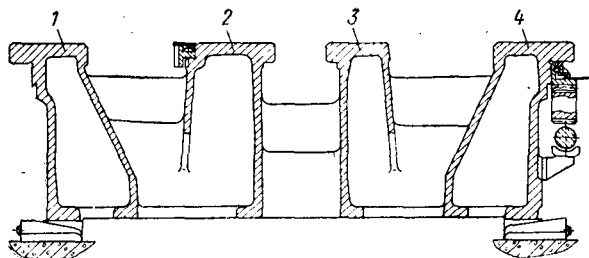


Рис. 78. Сечение станины тяжелого станка

выражаются в микронах. Для повышения жесткости станины снабжаются системой ребер. Станины с диагональным расположением ребер (станки 1И611, 1Э616 и аналогичные) обладают высокой жесткостью, но их изготовление отличается большей трудоемкостью при отливке.

Конструкция ребер станин в некоторой степени зависит от принятой на заводе литейной технологии и оборудования. При

выборе конструкции ребер необходимо учитывать способ формовки станины. Для получения более плотной и однородной структуры отливки желательно формовать станину направляющими книзу. Большое внимание необходимо уделять креплению станины на тумбе (основании). Для устранения искажения профиля направляющей и повышения жесткости стыков для точных станков необходима индивидуальная подгонка сопрягаемых плоскостей. Этого можно избежать, если обработку направляющих проводить после соединения станины с тумбами. В резьбовых отверстиях для крепления станины на тумбах, а также шпindelной бабки на направляющих во избежание «выпучивания» должны быть

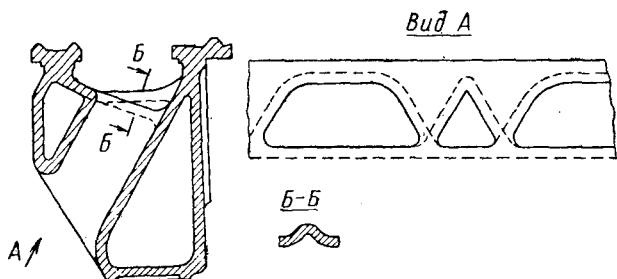


Рис. 79. Сечение станины станка V3R фирмы «VDF»

сделаны фаски или углубления цилиндрической формы. Для лучшей технологичности обработки направляющих и мест, соприкасающихся с подвижными планками каретки и задней бабки (снизу), конструкция станины должна позволять производить обработку фрезами и шлифовальными кругами.

С увеличением производительности станка и количества снимаемой стружки проблема удаления ее приобретает такое значение, что во многих случаях и выбор конструкции станины и компоновку всего станка подчиняют решению основной задачи — хорошему отводу стружки из зоны резания и со станины, так чтобы стружка не задерживалась на направляющих и других частях станка.

На рис. 79 и 80 изображены сечения станины, при использовании которых создаются благоприятные условия для удаления стружки. В конструкции, изображенной на рис. 79, это достигается за счет проемов в станине. В станине этого станка повышение жесткости осуществляется применением сотовой конструкции ребер. В станке, изображенном на рис. 80, задняя плоская направляющая на каретке выполняется наклонной. В этом станке имеются ролики 1 и 2, заменяющие прижимные планки. Повышение износостойкости направляющих достигается: подбором соответствующих пар трения, применением модифицированных и легированных чугунов в качестве материалов станины, закалкой т. в. ч. и пламенной закалкой направляющих, применением

азотированных и цементированных накладных стальных направляющих, более совершенной защитой направляющих и улучшением условий смазки.

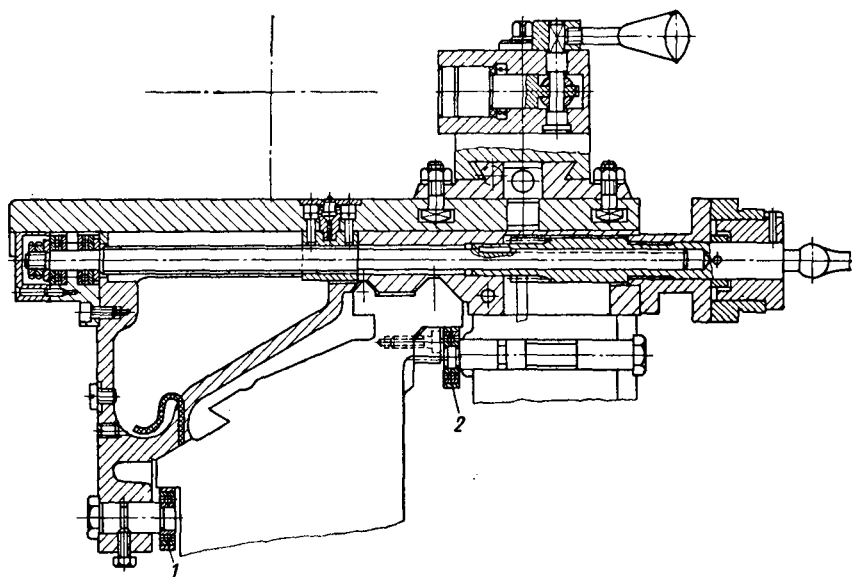


Рис. 80. Станина с наклонной плоской направляющей и «подхватами» качения

Сечения V-образных «двухэтажных» направляющих с улучшенной защитой от стружки показаны на рис. 81, а и б. Конструкции оригинальны и необычны для токарных станков, так

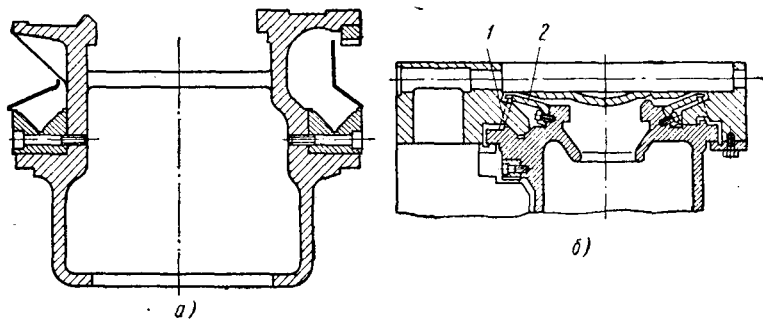


Рис. 81. Станины с «двухэтажными» V-образными направляющими станков фирмы Schaefer (а) и 16В25П (б)

как в них применяются не выступающие призматические, а V-образные направляющие («перевернутые призмы»), обеспечивающие хорошую проточную смазку. Защита направляющих осуществляется скользящими щитками 1 со скребками на концах

и неподвижными «козырьками» 2. Защиту направляющих иногда выполняют в виде телескопических сдвигающихся щитков. В других случаях защита направляющих каретки и задней бабки делается по торцам с применением защитных устройств из войлока и резины (рис. 82, а—д).

Общим в этих защитных устройствах является наличие прокладок из твердой резины 2 и тонкошерстного войлока 1 (рис. 82, а). Для обеспечения плотного прилегания этих прокладок к направляющим применяется поджатие их с помощью круглых 4 или

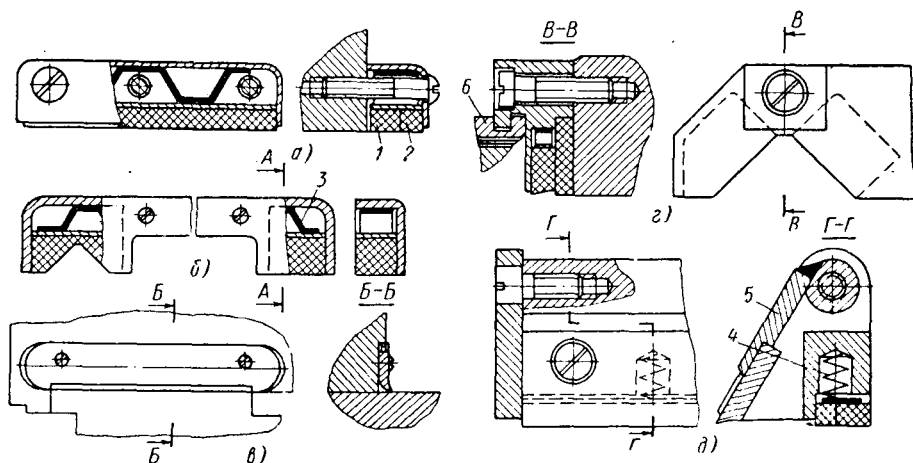


Рис. 82. Типовые защитные устройства:

а — защита плоских направляющих; б — защита призматических направляющих; в — защита с помощью скребков; г — защита с помощью щитков и уплотнений; д — защита с помощью скребков и уплотнений

пластинчатых 3 пружин. Прокладки необходимо периодически чистить от грязи и мелких частиц металла. Для защиты прокладок от засорения впереди них устанавливают скребки 5 или щитки 6.

Длительное сохранение точности направляющих, как уже отмечалось, зависит от подбора пар трения. Как правило, более короткие направляющие (направляющие каретки) делают из менее износостойкого материала по сравнению с более длинными направляющими станины. При этом более трудоемкие для изготовления и ремонта длинные направляющие (станины) изнашиваются меньше. Рекомендации по подбору пар трения направляющих изложены в нормале Н20-1 ЭНИМСа. Одним из мероприятий по повышению износостойкости является применение накладных стальных направляющих, термически обработанных до твердости HRC 58—62. Накладные направляющие иногда применяются и для задней бабки.

На рис. 83 показана станина станка с накладками в полный профиль, унифицированными для передней и задней направля-

ющих станины, попарно для каретки и задней бабки одновременно.

Для смазки направляющих рекомендуется масло повышенной вязкости: для легких и нормальных условий работы — с вязкостью $\nu_{50} = 27 \div 65 \text{ сст}$, для тяжелых условий — с вязкостью $\nu_{50} = 100 \text{ сст}$ и выше. Для повышения плавности перемещения в точных и тяжелых станках и для снижения коэффициента тре-

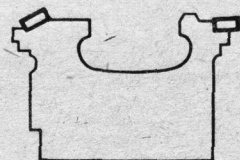
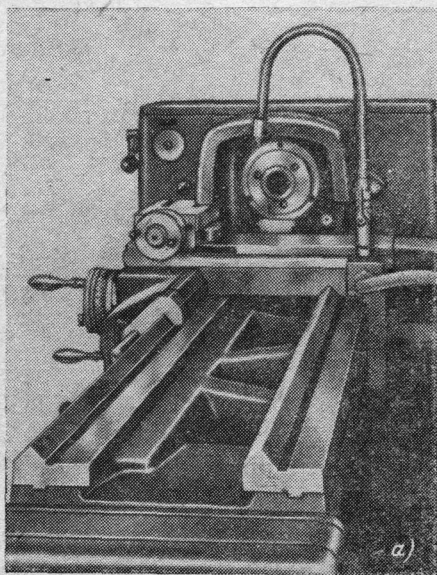


Рис. 83. Станины с накладными направляющими:

а — с накладками в полный профиль; б — с накладками только для опоры каретки

ния применяют масло ВНИИ НП-401. При работе с охлаждением и в случае неудовлетворительной защиты направляющих это масло применять не рекомендуется.

Хорошие результаты по износостойкости достигаются применением системы смазки с принудительной подачей масла. Это дает возможность, кроме снижения трения и повышения износостойкости, вымывать продукты износа и частицы стружки, а также осуществлять гидроразгрузку.

Шпиндели. Шпиндель является одной из деталей, определяющих точность и работоспособность станка. К нему предъявляются высокие требования как в отношении точности размеров, формы и взаимного расположения шеек, опорных торцов и посадочных мест, так и в отношении того, что точность должна сохраняться в течение длительного времени.

Для возможности установки на шпинделе различных стандартных зажимных и других устройств передние концы шпинделей нормализованы. Шпиндели малых токарных станков имеют преимущественно резьбовой передний конец по ГОСТу 16868-71. В средних и крупных токарных станках передний конец шпинделя выпол-

няется фланцевым с поворотной шайбой по ГОСТу 12593—67 для обеспечения быстрого съема и закрепления устройств без свинчивания крепежных гаек.

Фланцевый конец шпинделя без поворотной шайбы применяется в основном в точных станках для уменьшения вылета шпинделя и повышения жесткости крепления. В этом случае время на установку и снятие зажимных устройств увеличивается. В тяжелых токарных станках планшайбу устанавливают на цилиндрический конец шпинделя, а крепят ее винтами.

Необходимо отметить особенность тяжелых станков, заключающуюся в том, что приводное зубчатое колесо в них устанавливается не на шпиндель, а на планшайбу (см. рис. 38), что упрощает конструкцию шпиндельной бабки, монтаж и демонтаж шпинделя.

В станочном парке имеются станки, главным образом зарубежные, имеющие и другую конструкцию передних концов шпинделей. Наиболее распространенными из них являются передний конец с длинным конусом и шпонкой с затяжкой зажимных устройств одной круглой гайкой (см. рис. 23) и фланцевый конец с креплением устройств штырями (рис. 84) типа «Camlock».

ГОСТ 440—71 устанавливает ряд диаметров отверстий в шпинделе, а также размер конуса под упорный центр для станков всех выпускаемых размеров. Остальные элементы шпинделя выбираются конструктивно. Задние концы шпинделя, как правило, выходят за пределы шпиндельной бабки для облегчения отвода стружки и эмульсии из отверстия, а также для возможности установки различных приводов к патронам, цангам и т. д.

В отдельных станках, преимущественно точных, не предназначенных для навески приспособлений и приводов, шпиндель для повышения технологичности и обеспечения возможности изготовления без правки выполняется укороченным.

Шпиндели в большинстве современных токарных станков подвергаются тщательной динамической балансировке. Балансировка шпинделя осуществляется высверливанием отверстий в зубчатом колесе, закрепленном на шпинделе в передней части его, и в диске, закрепленном на заднем конце шпинделя. Допускаемый дисбаланс для средних станков нормальной точности равен 15 г·см.

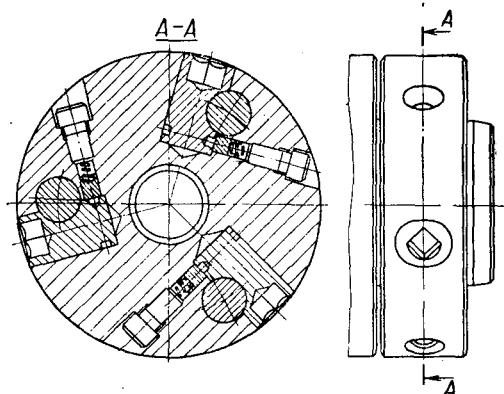


Рис. 84. Фланцевый конец шпинделя типа «Camlock»

В связи с тем, что ряд деталей на шпинделе устанавливают с натягом, целесообразно для облегчения их установки и снятия применять гидрораспрессовку, для чего в шпинделе предусматриваются специальные каналы подвода масла (см. рис. 38). Шпиндели точных станков изготовляют из сталей, не склонных к короблению. Шпиндели станков класса Н и П изготовляют в большинстве случаев из сталей 45 и 40 с термической обработкой рабочих поверхностей т. в. ч. до твердости *HRC* 48—52; значительно реже шпиндели изготовляют из стали 20Х, цементуемой и закаливаемой до твердости *HRC* 56—62. Шпиндели более точных станков на подшипниках качения изготовляют из сталей 18ХГТ и 12ХНЗА, цементуемых и закаливаемых до твердости *HRC* 56—62, в зависимости от размеров шпинделя.

Шпиндели высокоточных станков на подшипниках скольжения рекомендуется изготовлять из сталей 38ХВЮА (38ХМЮА), 18ХГТ и 30ХГТ с последующим азотированием до твердости рабочих мест на шейках *HRC* 64—68. Основные данные, характеризующие шпиндели токарных станков различных заводов, представлены в табл. 3.

Таблица 3

Основные размеры шпинделей отечественных токарных станков

Диаметр обрабатываемой детали в мм	Диаметр шейки передней опоры шпинделя в мм	Диаметр фланца с поворотной шайбой в мм	Диаметр фланца для непосредственного крепления в мм	Диаметр патрона в мм
250	60	115	115	160
320	70/75/80	170	170	200/160
400	100	170	170	250
500	100	170	170	250
630	140	215	215	320/400
800	160	—	280	800
1000	200	—	380	1000
1250	100	—	380	1000

Ходовые винты. К ходовым винтам предъявляется ряд требований: высокая износостойкость, минимальные деформации при термической обработке и в процессе работы, хорошая обрабатываемость для получения высокой точности и чистоты поверхности. Для токарных станков нормальной точности применяются ходовые винты 3-го класса точности, для станков повышенной точности — ходовые винты 2-го класса точности. Для точных токарных станков применяются ходовые винты 1-го класса точности.

Ходовые винты, термически обработанные до невысокой твердости, в соответствии с нормалью станкостроения ТУД 22-2

изготавливают из сталей А40, 45, 50, У10 и У12, а термически обработанные до высокой твердости — из стали ХГ, ХВГ и 65Г. Гайки для ходовых винтов изготавливают из бронзы ОЦС 6-6-3, а более ответственные гайки — из бронзы ОФ 10-0,5. Резьба для ходовых винтов, как правило, применяется трапецеидальная однозаходная с углом профиля резьбы 30° . Для уменьшения погрешности перемещения от биения и кривизны ходового винта применяется резьба с углом профиля 15° . Начальная часть витка резьбы («захода») срезается до толщины не менее 1 мм. У всех винтов центровые отверстия изготавливают с предохранительным конусом. Соединение винтов с выходным валиком коробки подачи осуществляется с помощью штифтов.

Ходовые винты большой длины на крупных и тяжелых токарных станках, помимо концевых опор, имеют промежуточные опоры — поддержки. Сами винты в этих станках часто выполняются составными из нескольких секций. В качестве радиальных опор применяют как подшипники качения, так и подшипники скольжения. В качестве осевых опор применяют упорные подшипники качения.

В связи с тем, что при замыкании маточной гайки винт в какой-то степени центрируется гайкой и создается как бы третья опора, задняя опора часто имеет свободную посадку. Длина резьбы разъемных гаек принимается обычно равной $(2,5—3,5) d_{cp}$, где d_{cp} — средний диаметр резьбы. Для повышения точности резьбы и компенсации различных погрешностей в винторезных станках применяют коррекционные линейки.

В токарном станке ходовой винт в большей степени изнашивается чаще всего на относительно небольшом участке — в зоне, расположенной ближе к коробке подачи. Для использования неизношенной части ходовых винтов и чтобы иметь возможность поворачивать их при ремонте, винты делают с симметричными концами.

ПРИНАДЛЕЖНОСТИ. УСТРОЙСТВА ДЛЯ УСТАНОВКИ И ЗАКРЕПЛЕНИЯ ОБРАБАТЫВАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ И ИНСТРУМЕНТОВ

КОМПЛЕКТАЦИЯ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

Для обеспечения возможности выполнения разнообразных токарных и винторезных работ в условиях индивидуального и серийного производства универсальные токарно-винторезные станки, а также некоторые их модификации оснащаются большим комплектом стандартных и оригинальных принадлежностей.

Минимум стандартных принадлежностей, необходимых для выполнения большинства работ (трехкулачковые патроны, упорные и вращающиеся центры и т. д.), поставляются заводом-изготовителем станка без дополнительной оплаты. Недостающие стандартные принадлежности, применяемые редко или для специфичных работ (магнитные и сверлильные патроны, пневмоприводы и т. д.), выпускаемые в централизованном порядке, потребитель покупает на стороне.

Специальные принадлежности, разработанные и изготавливаемые применительно к определенной модели станка (револьверные головки, копировальные устройства, цанговые зажимы, люнеты и т. д.), поставляются заводом-изготовителем станка по требованию за дополнительную плату или по специальным заказам.

В настоящее время наблюдается значительный рост объема основного комплекта принадлежностей, прилагаемого к станкам. Это объясняется стремлением станкостроителей расширить технологические возможности станков, повысить уровень их механизации и автоматизации, а в ряде случаев точность и стабильность обработки при использовании станочников низшей квалификации. Стоимость основного комплекта оснастки в современных станках доходит до 25—30% стоимости станка [11]. Ниже приводится обзор оснащенности отечественных и зарубежных токарных станков. Изучена комплектация 74 различных типов станков отечественного и зарубежного производства.

Основные принадлежности и приспособления, которыми комплектуются рассмотренные станки, приведены в табл. 4. Этот перечень определяет минимум принадлежностей, без которого эксплуатация токарного станка в большинстве случаев затруднена или неэффективна. Необходимо заметить, что рассматривалась комплектация преимущественно средних и крупных то-

Сводная таблица оснащённости станков

Принадлежности или приспособления к станкам	Количество оснащённых станков (из 74)	Принадлежности или приспособления к станкам	Количество оснащённых станков (из 74)
Поводковый патрон . . .	45	неподвижный	59
Планшайба	52	Резцедержатель:	
Патрон:		четырёхпозиционный	60
трехкулачковый	32	Однорезцовая державка:	14
четырёхкулачковый	40	задняя	25
самоцентрирующий	2	быстросменная	20
пневмозажимной	16	на определённую де-	
гидрозажимной	3	таль	17
Цанговый зажим	35	с ускоренным отводом	4
Центр:		Двойной суппорт . . .	21
упорный	47	Копирное устройство	39
вращающийся	39	Конусная линейка . . .	51
Втулка переходная для		Револьверная головка	13
центра	29	Фрезерное приспособле-	
Сменные зубчатые колеса	23	ние	2
Набор ключей	52	Шлифовальный суппорт	2
Упор:		Сверлильное приспособ-	
продольный	33	ление	16
продольный многопо-		Сферообрабатывающее	
зиционный	14	приспособление	5
поперечный многопо-		Резьбоуказатель	35
зиционный	7	Устройство для охлажде-	
поперечный	18	ния инструмента	56
Люнет:		Делительное устройство	12
подвижный	59	Набор ремней	18
		Шприц для смазки . . .	20

карных станков. Для комплектации мелких и тяжелых станков применение некоторых из этих принадлежностей нецелесообразно, в то же время необходимы другие специфичные для этих станков принадлежности.

Небольшие станки дополнительно оснащаются подручниками и контрприводом для приспособлений. Тяжелые токарные станки оснащаются устройствами для зажима резцов с усилителями, подъемниками, электрокопировальными устройствами с большой глубиной копирования, комплектом башмаков для установки станка и т. д.

Ниже в этой главе и в гл. IV и VI рассматриваются некоторые наиболее распространенные специальные принадлежности, которые являются наиболее характерными для токарных станков.

УСТРОЙСТВА ДЛЯ УСТАНОВКИ И ЗАКРЕПЛЕНИЯ ОБРАБАТЫВАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ

Патроны. Для установки и закрепления обрабатываемых деталей на токарном станке наибольшее применение получили универсальные средства, позволяющие осуществить обработку различных деталей без переналадки.

Среди универсальных средств наибольшее распространение в комплектации станков получили самоцентрирующие трехкулачковые патроны для обработки круглых цилиндрических деталей и несамоцентрирующие четырехкулачковые патроны с независимым перемещением кулачков для обработки деталей, имеющих сложную форму. Трехкулачковые самоцентрирующие патроны в соответствии с ГОСТом 1654—65 выпускаются пяти степеней точности: для тяжелых работ, нормальной и повышенной точности (для работ на средних режимах), высокой и особо высокой точности (для чистовой обработки). Четырехкулачковые патроны выпускаются в соответствии с ГОСТом 3890—69.

Известно большое количество других универсальных средств для установки и зажима обрабатываемых деталей, включая и другие типы патронов, которые могут успешно применяться в токарных станках [5], [62]. Наряду с токарными патронами, имеющими ручной зажим, ряд станков оснащается приводными патронами с механизированным приводом, описанным в гл. IV.

Рассмотренные зажимные устройства предназначаются главным образом для установки и закрепления сплошных деталей типа валов, фланцев и т. д. (без отверстия). К этим устройствам относятся также различные поводковые и самозажимные патроны, упорные прямые и обратные центры, упорные полуцентры, хомутики и т. п. Другая группа устройств предназначена для установки и закрепления пустотелых деталей (с отверстием) типа втулок, колец и т. д. К ним относятся разнообразные зажимные оправки с комплектом разжимных втулок, цанговые оправки с наружным ступенчатым конусом, трехкулачковые патроны с обратными кулачками и др. Другая группа устройств предназначена для обработки деталей сложных форм. К ней, наряду с четырехкулачковым патроном, относятся планшайбы с пазами и набором винтов и планок, разнообразные угольники, устанавливаемые на фланец шпинделя или салазки суппорта, и ряд других универсальных средств. Все эти устройства поставляются с теми или иными станками.

Цанговые зажимы применяются преимущественно в малых, а также в некоторых средних токарных станках (до $D = 320$ мм включительно) для установки и закрепления круглых и гра-

ненных прутков. В токарных станках нашла применение в основном цанга с обратным конусом. Такая форма цанги позволяет расточить гнездо непосредственно в шпинделе (в малых токарных станках) и тем самым повысить точность центрирования и жесткость, исключить заклинивание при выдвигании прутка, а также увеличить усилие зажима прутка за счет осевой составляющей сил резания.

Для зажима круглых прутков применяются цанги с нечетным числом лепестков, для зажима граненых прутков — с четным числом лепестков. Наибольшую стабильность положений прутка и жесткость имеет трехлепестковая цанга, у которой углы конуса головки и гнезда совпадают. Для выполнения тяжелых работ рекомендуется использовать цангу с зажимом от рычажков и с ромбической насечкой на внутренней части лепестков. В качестве материала цанг используются стали марок У8А, У10А, 65Г, 9ХС и цементуемая сталь марки 12ХНЗА. Твердость рабочей части выполняется в пределах $HRC\ 36-40$. Расчет цанг осуществляется в соответствии с нормалью ЭНИМСа Н49—53.

По расположению приводного устройства цанговые зажимы могут быть с передним и с задним расположением. Наибольшее распространение получил цанговый зажим с задним расположением приводного устройства для передачи усилия зажима. В зажимах этого типа цангу устанавливают в специально расточенное гнездо либо в коническое отверстие шпинделя под упорный центр с помощью переходной втулки (в средних станках). Перемещение цанги для зажима осуществляется с помощью тяги, выполненной из трубы для обеспечения прохода прутка. Для обеспечения постоянной силы зажима и «запирания» зажимного устройства в цанговые зажимы вводят упругие компенсаторы. В качестве упругих компенсаторов используют специальные детали, например тарельчатые, спиральные и цилиндрические пружины, резиновые прослойки или детали зажимных устройств определенной податливости (например, вышеупомянутая тяга из тонкостенной трубы).

Цанговые зажимы с задним расположением приводного устройства обеспечивают большую точность и жесткость вследствие возможности установки цанги непосредственно в посадочное отверстие шпинделя, но это ведет к сокращению максимального диаметра устанавливаемого прутка. Поэтому наряду с описанным цанговым зажимом находят применение цанговые зажимы другого типа — с передним расположением приводного устройства. Особенностью этих зажимов является то, что цанга и приводное устройство монтируются в одном корпусе, который крепят к переднему концу шпинделя. В этом случае все устройство называется цанговым патроном.

На рис. 85 приведена конструкция цангового патрона «Jacobs» (США) подобного типа. В корпусе 2 патрона справа расточено гнездо под цангу 7, слева — под наружный конус шпинделя 1

станка. Зажим цанги осуществляется перемещением стакана 6 с помощью шестерни-гайки 5, удерживаемой от перемещения в осевом направлении комплектом шариков 3, помещенных в канавки 4 корпуса 2 и детали 5. Вращение шестерни-гайки производится ключом, вставляемым в радиальное отверстие корпуса и зацепляемым с зубцами корпуса и шестерни-гайки.

Особенность этого патрона заключается в том, что цанга в нем состоит из отдельных пластин *a*, соединенных резиной,

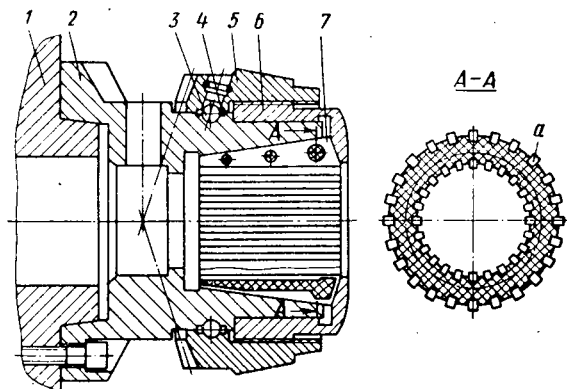


Рис. 85. Цанговый зажим с передним расположением привода

залитой в специальной пресс-форме. Эта резина выполняет функцию упругого компенсатора. Такая конструкция цанги допускает большой перепад диаметров обрабатываемого прутка.

УСТРОЙСТВА ДЛЯ УСТАНОВКИ И ЗАКРЕПЛЕНИЯ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Специальный режущий инструмент получает все более ограниченное применение. Даже в станках с числовым программным управлением (ЧПУ) стремятся использовать покупной инструмент, в ряде случаев с дополнительной обработкой установочных поверхностей для выдерживания базовых размеров с требуемой точностью, а также с прорезкой пазов для настройки на размер, укорочением хвостика и т. д. Получают широкое распространение резцы с механическим креплением неперетачиваемых пластинок. Применение таких резцов в зарубежных станках возросло до 75% главным образом вследствие того, что они обеспечивают быстросменность инструмента на станке без снятия резцов или резцовых вставок [11]. Применение их значительно повышает стойкость инструмента вследствие отсутствия высоких напряжений в результате переточки и напайки. Особенно большое повышение стойкости инструмента (до 5 раз) дает использование неперетачиваемых пластинок с покрытием их поверхности карбидами титана на глубину 0,005—0,010 мм.

Применение специальных державок обеспечивает быструю замену инструмента и настройку его на размер вне станка с помощью различных приборов и приспособлений. На Ижевском машиностроительном заводе широкое распространение получили державки для резцов, показанные на рис. 86.

Резцы 1, устанавливаемые в такую державку, укорочены, имеют точный размер по ширине и специальный паз внизу под зажим для крепления. Резцы предварительно настраивают на размер по вылету винтом 5 в приспособлении, имеющем гнездо, аналогичное гнезду державки. Резец 1 устанавливается в паз державки 6 с одновременным поджатием к торцу паза прижимом 3 с помощью пружины 2. Дополнительное крепление резца в державке осуществляется одним болтом 4. Настройка резца на размер осуществляется без снятия державки со станка. Смена инструмента в державке занимает несколько секунд. Державка с резцом может перемещаться в пазах каретки 7.

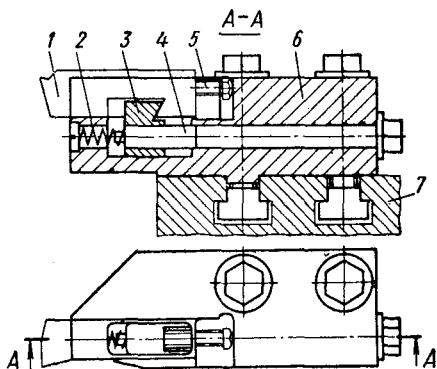


Рис. 86. Державка для быстросменных резцов

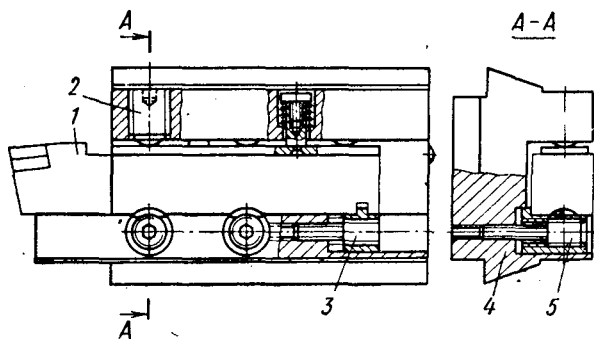


Рис. 87. Быстросменная державка для резцов

На рис. 87 изображена державка станка МК 6063, в котором положение резца может регулироваться в двух направлениях: вдоль и поперек державки. Настройка резца 1 на размер осуществляется в державке 4, которую снимают со станка и устанавливают в специальное приспособление. Настройка резца по вылету осуществляется винтом 3, по боковой стороне — двумя винтами 5. После зажима резца тремя винтами 2 державку устанавливают и крепят в резцовой головке станка. При обработке

детали с большим перепадом ступеней начинает оказывать влияние на точность несопадение режущей кромки резца с плоскостью, проходящей через ось детали. Это особенно важно при использовании перетачиваемых резцов. Поэтому в некоторых станках предусматривается возможность регулирования инструмента по высоте путем перемещения его в державке или державки в головке.

Имеются также конструкции станков, в которых смена инструментов осуществляется заменой всей головки с несколькими инструментами. Для установки и закрепления режущих инструментов на станке применяют также: одноместный резцедержатель с регулированием резца по высоте с помощью гайки или конусной планки, резцедержавку для круглых резцов, резцедержавку для установки инструмента на поперечные салазки станка, борштангу с коническим хвостовиком для установки в коническое отверстие шпинделя с гнездом под резцы, переходные втулки и т. д.

Револьверные головки. Обработка отверстий, особенно 2-го и 3-го классов точности, на универсальных токарно-винторезных станках является малопроизводительной операцией вследствие частой смены режущего инструмента (сверл, зенкеров и разверток), устанавливаемого в конусное отверстие задней бабки. При необходимости выполнения на токарном станке подобных работ, особенно при обработке значительных партий деталей, а также в других случаях целесообразно применять револьверные головки. Револьверными головками обычно оснащаются малые и средние станки.

Конструкция головок зависит от типоразмера станка. Головки бывают съемные и стационарные. Последние применяются в специализированных токарно-револьверных станках, выпускаемых на базе серийных универсальных токарных станков. Наиболее распространены головки с числом позиций от 4 до 6.

Головки на станках устанавливают вместо резцедержателя или поворотной части суппорта, а также в пиноли задней бабки. В первом случае головки имеют преимущественно горизонтальную или вертикальную ось вращения, а головки, устанавливаемые в пиноль, — наклонную или горизонтальную, совпадающую с осью центров станка. При установке головки вместо резцедержателя важно совмещение осей отверстий головок для режущего инструмента с осью вращения детали. В большинстве случаев это достигается с помощью контрольных рисок, лимбов, индикаторных упоров, фиксаторов и специальных калибров.

На рис. 88 изображена шестипозиционная револьверная головка с вертикальной осью вращения, установленная с помощью переходной плиты 1 на поперечных салазках станка ИС-1. Головка 4 имеет центральный зажим посредством рукоятки 5, которой осуществляется также ее поворот на следующую позицию. При повороте рукоятки происходит подъем и поворот опорной шайбы 6, имеющей два паза с винтовой поверхностью. Под дей-

ствием пружины 9 и пружин 8 фиксаторов 10 кулачок 7, имеющий два выступа, постоянно прижат к опорной шайбе. Поэтому при совмещении пазов шайбы 6 с выступами кулачка 7 происходит их зацепление и начинается поворот головки.

При зацеплении кулачка с шайбой одновременно происходит выход фиксирующих зубцов диска 3 из гнезд диска 2. Поворот

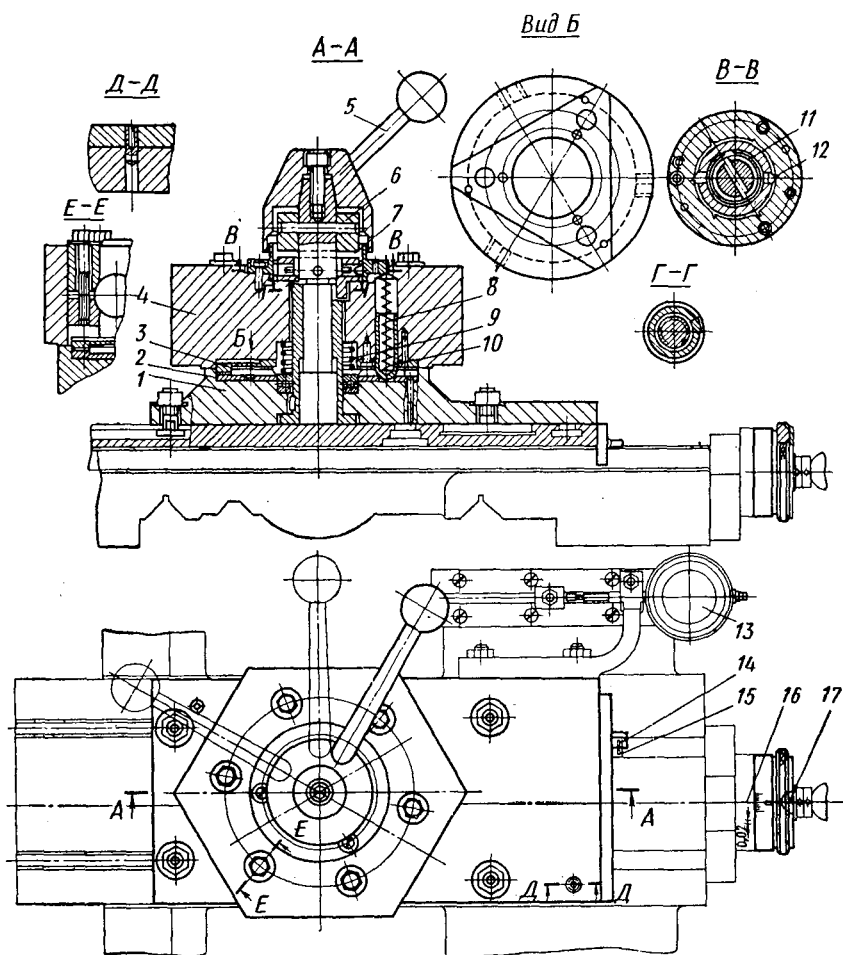


Рис. 88. Револьверная головка, устанавливаемая на поперечных салазках

головки осуществляется кулачком с помощью штырей 12. Во время зажима они прощелкивают, сжимая пружинное кольцо 11. Предварительная фиксация головки осуществляется с помощью трех фиксаторов 10, окончательная — с помощью двух дисков 3 и 2. Эти диски обеспечивают беззачорную точную и жесткую фиксацию с помощью зубцов в направлении поворота. В то же

время обеспечивается стабильное положение головки по высоте при зажиме в результате посадки ее на плоскость плиты 1. Это достигается путем придания фиксаторному диску 3 пружинящих свойств в направлении зажима в результате уменьшения его толщины в местах расположения фиксаторных зубцов. В этом случае износ поверхностей зубцов на положении головки по высоте не отражается. Обработку граней головки и отверстий для гнезд инструментов целесообразно производить на месте после

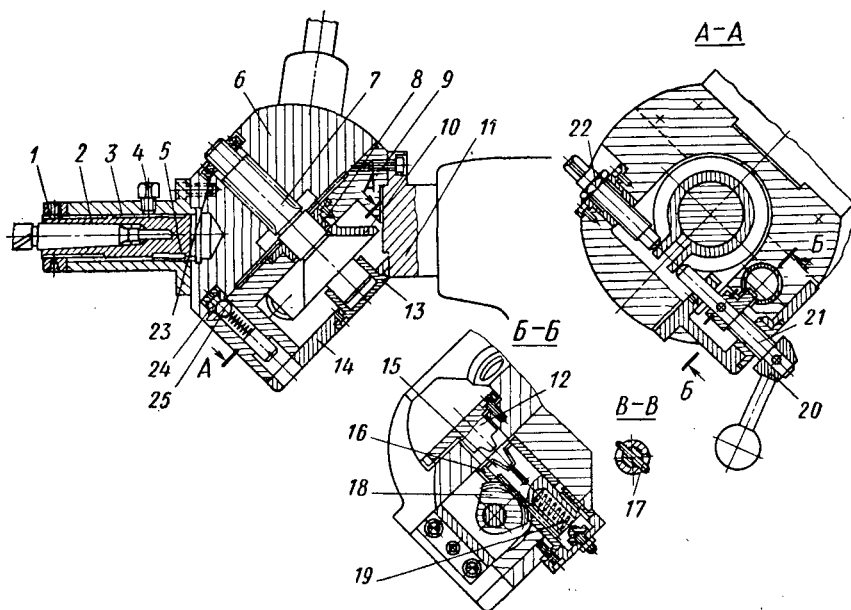


Рис. 89. Револьверная головка, устанавливаемая на задней бабке

ее установки на станок, после чего необходимо нанести риску 15 на каретке против риски указателя 14 и риску 17 — на ступице лимба (риска 16 на кронштейне перед этим должна быть совмещена с нулевой риской лимба). В дальнейшем для установки головки в исходное положение достаточно совместить указанные риски. Более точная установка головки на оси центров может быть осуществлена с помощью индикаторного упора 13, устанавливаемого справа от каретки.

Головка другого типа, разработанная заводом «Красный пролетарий» и предназначенной для установки на пиноли задней бабки, приведена на рис. 89. Поворотная часть 6 головки имеет три гнезда, в которые устанавливают стаканы 3 для режущего инструмента. Изменение вылета инструмента осуществляется перемещением конусной втулки 2 гайкой 1. Стаканы от проворота удерживаются шпонкой 5 и зажимаются винтом 4. Поворотная часть 6 установлена на шлицах оси 7, которая в основании 9

имеет две опоры скольжения 8 и 13, последняя установлена в крышке 14. Фиксация поворотной части на основании осуществляется предварительно с помощью подпружиненного шарика 25 и одного из трех гнезд 24, окончательно — с помощью разрезного фиксатора и трех зубьев 12.

Для прижатия поворотной части и основания имеется зажимной хомут 10, который надет на коническую поверхность оси 7. Рукоятка 20 осуществляет ввод и вывод фиксатора 15 с помощью зубчатого сектора 18, а также и разжим хомута. При повороте рукоятки по часовой стрелке происходит сначала подача фиксатора 15 внутри втулки 16, после чего при дальнейшем повороте рукоятки зажимается хомут и с помощью конической поверхности оси 7 и гайки 23 происходит прижим поворотной части к основанию. Зажим хомута регулируется при помощи винтов 22. При повороте рукоятки против часовой стрелки происходит сначала разжим хомута, а затем, когда поводок 17, запрессованный в ось 21, выберет зазор в пазу зубчатого сектора 18, происходит вывод фиксатора; пружина 19 при этом сжимается. Основание головки крепится к торцу пиноли 11 винтами и центрируется на ней посадочным пояском. Поворот осуществляется вручную или автоматически. Головки с автоматическим поворотом описаны в гл. V.

Для сокращения времени установки и выверки инструмента в револьверных головках во всех случаях необходимо стремиться к применению быстросменных державок, позволяющих осуществлять настройку инструмента вне станка с помощью специальных устройств.

УСТРОЙСТВА ДЛЯ УСТАНОВКИ ИНСТРУМЕНТА НА РАЗМЕР

Установка инструмента на размер может осуществляться непосредственно на станке или вне его. На станке инструмент устанавливаются с помощью различных шаблонов или навесных приборов. На рис. 90 показано применение шаблона для установки резцов на станке фирмы «Rapo» (Франция). Шаблон 7 устанавливается на поперечные салазки 5 и прижимают в продольном направлении к грани 6 салазок, а в поперечном — к грани поперечного суппорта 4. Выверка резца 2 в державке 1 производится с помощью планки 3, так чтобы его профиль совпал с профилем планки, настроенной на определенный вылет резца. Необходимо заметить, что точность такой выверки не выше 0,1 мм. Применение навесных приборов на токарном станке затруднено в связи с наличием большого количества стружки, пыли и эмульсии. Поэтому наибольшее распространение получают устройства для установки инструмента на размер вне станка с помощью различных приспособлений и приборов.

На рис. 91 изображено приспособление Ижевского машиностроительного завода для настройки различных резцов, установ-

ливаемых в державке. Приспособление состоит из двух частей, связанных с основанием 1. Левая часть приспособления служит для установки профильных шаблонов 6 с помощью винта 7 и состоит из стойки 2, шпонки 3 и державки 5, фиксируемой на шпонке винтом 4. Правая часть приспособления служит для установки резцов 9 с винтом 12 для настройки их на размер. Для каждого резца в приспособлении имеется своя державка 13, устанавливаемая на шпонке 16 и закрепляемая винтом 15.

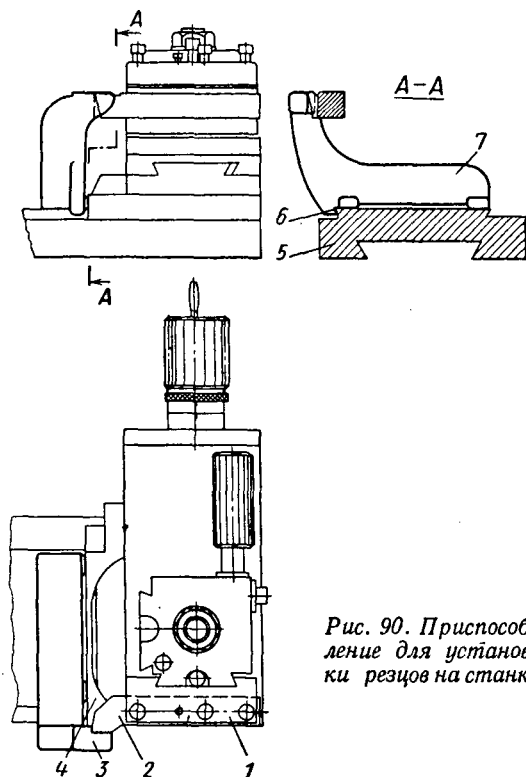


Рис. 90. Приспособление для установки резцов на станке

Державки имеют посадочное гнездо, аналогичное гнезду в державке станка. Это гнездо представляет собой мерный паз со стойками *a* и *б* и стенкой *в*, от которой винтом 12 осуществляется настройка резца на размер. При этом резец постоянно прижимается к стенке *в* с помощью пружин 10 и прижима 11. Для снятия резца с приспособления достаточно нажать на палец 14. Настройка на размер различных резцов в данном приспособлении обеспечивается применением шаблонов с различным профилем, благодаря возможности их осевого смещения по пазу и бокового смещения по шпонке 3 вместе с державкой 5. Настройка резцов контролируется щупом 8. Выбор зазоров между резьбой резца 9 и винта 12 осуществляется разведением шлица на конце винта.

На рис. 92 показано приспособление индикаторного типа для настройки резцов на размер вне станка. Быстросменную державку 8 с резцом 4 устанавливают на резцедержателе 6 приспособления

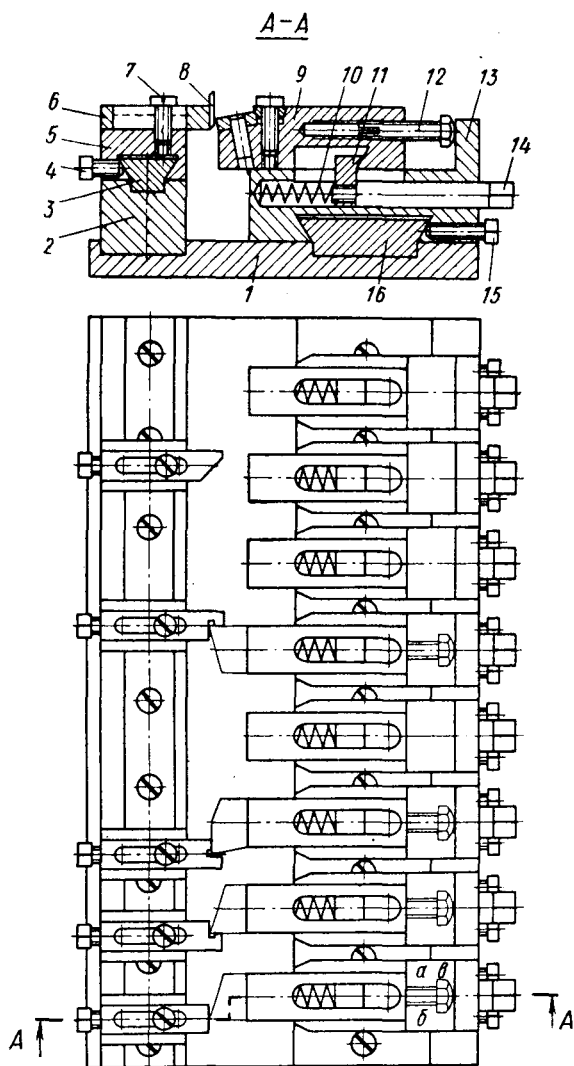


Рис. 91. Приспособление для настройки резцов вне станка

собрания, точно соответствующего по форме и размерам резцедержателю станка. Выверка положения резца производится по верху винтом 7, по боковой стороне — винтами 5, в поперечном направлении — винтом 9. Фиксация положения режущих кромок резца производится с помощью щупов 1 и 10, индикаторов 2 и 3.

Указанные приспособления позволяют примерно на порядок увеличить точность настройки инструмента по сравнению с настройкой по шаблонам. Дальнейшее повышение точности настройки инструмента на размер вне станка осуществляется в результате применения оптических приборов, позволяющих настраи-

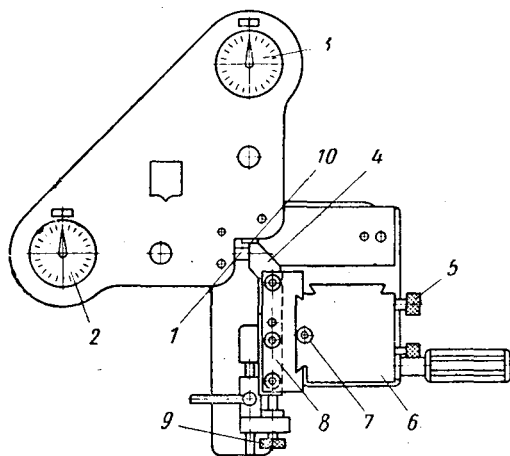


Рис. 92. Приспособление для настройки инструмента вне станка

вать комплекты режущего и вспомогательного инструмента по двум координатам с точностью до $0,005 \text{ мм}$. Наблюдение за режущей кромкой в этих приборах осуществляется с помощью микроскопов или проекторов с увеличением в 20—22 раза. Отсчет координат ведут по металлическим шкалам с помощью универсальных оптических отсчетных устройств. Некоторые приборы для этой цели оснащены визуализаторами с точностью отсчета $\pm 0,001 \text{ мм}$.

МЕХАНИЗАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

Существенное повышение производительности токарных станков достигается путем их механизации и автоматизации [2, 20, 21, 34, 41]. В число мероприятий по механизации и автоматизации входит оснащение станков механизированными патронами и пневмолями, устройствами для многопроходной обработки по упорам и т. д.

МЕХАНИЗИРОВАННЫЕ ПАТРОНЫ

Применение патронов с ручным зажимом на механизированных и автоматизированных станках может быть оправдано только при обработке громоздких и сложных деталей, особенно для единичного производства. В остальных случаях должны применяться механизированные патроны или зажимы. Их применение позволит сократить время на зажим и освобождение детали, обеспечить стабильность усилия зажима и значительно облегчить труд рабочего. К механизированным патронам предъявляются следующие основные требования: 1) обеспечение достаточной по величине и регулируемой силы зажима, 2) обеспечение высокой точности центрирования детали кулачками или сменными вставками кулачков и 3) возможность быстрой переналадки патрона для закрепления деталей различных диаметров, а также перехода с наружного закрепления на закрепление изнутри.

Чаще всего механизированные патроны создаются на базе приводных патронов типа ПКМ (ГОСТ 5410—50) или универсальных трехкулачковых самоцентрирующих патронов (ГОСТ 1654—71) путем оснащения их механизированным приводом. Наибольшее применение нашли пневматический, гидравлический и электромеханический приводы.

На рис. 93 изображен механизированный патрон станка 1И611П, состоящий из приводного патрона 11 типа ПКМ и пневматического привода к нему для зажима и открепления деталей. Пневматический привод состоит из муфты 1, цилиндра 2 (нормаль МН 3450—62, исполнение II) и тяги 9. Положительной особенностью данной установки пневмопривода является применение разгрузки шпиндельных опор станка от усилий зажима и откреп-

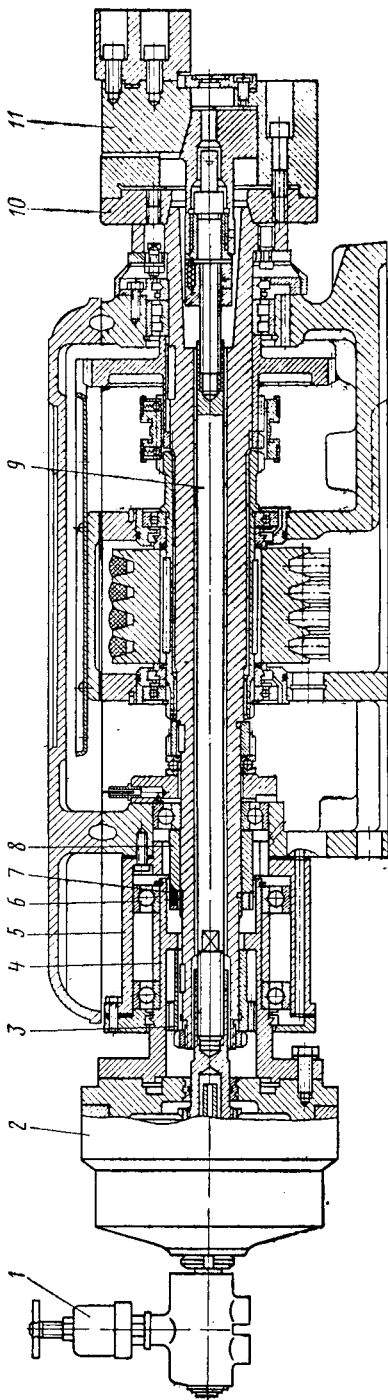


Рис. 93. Установка пневмопривода с разгрузкой шпиндельных опор

ления, а также от веса привода, что достигается установкой цилиндра с муфтой на отдельные подшипники 6 с помощью гильзы 4 и стакана 5, расположенного соосно со шпинделем и закрепленного на торце шпиндельной бабки. Усилие зажима и открепления замыкается на шпиндель через зубчатое колесо 3 с буртом, гайку 7, втулку 8, тягу 9 и фланец 10 приводного патрона. Пневмоцилиндр приводится во вращение зубчатым колесом 3, находящимся в постоянном зацеплении с внутренними зубцами гильзы. В приведенном случае рассматривался привод, выполненный в виде самостоятельного агрегата отдельно от зажимного патрона.

Имеются конструкции зажимных устройств с встроенным пневматическим приводом. Для увеличения усилия зажима и уменьшения габаритов поршень в таких патронах часто выполняется сдвоенным. Недостатком механизированных патронов на базе приводных патронов типа ПКМ является ограниченный ход кулачков, невозможность перехода с наружного закрепления на закрепление с внутренней стороны. Поэтому ведется работа по созданию на отдельных заводах механизированных патронов на базе универсальных трехкулачковых самоцентрирующихся патронов.

На рис. 94 изображен механизированный патрон типа ESP 155 фирмы «Berg» (ФРГ), который устанавливают на станки с программным управлением RN 40/250 и RN 50/250 фирмы «Gildemeister» (ФРГ). Он состоит из трехкулачкового

самоцентрирующегося патрона и электромеханического ключа, устанавливаемого на шпиндельной бабке. Спираль для перемещения кулачков 1 в патроне выполнена на торце червячного колеса 2 и приводится во вращение червяком 3 с помощью выдвигной головки 4 ключа. Привод ключа осуществляется от электродвигателя 10 с встроенным редуктором. Подвод выдвигной головки к ключу и ее отвод осуществляется перемещением поршня 8 в неподвижном гидроцилиндре 7. Передача вращения выдвигной головке 4 внутри подвижного поршня осуществляется с помощью шлицевых соединений на втулке 9 и гильзе 6. Совпадение оси выдвигной головки с осью червяка обеспечивается с помощью специального меха-

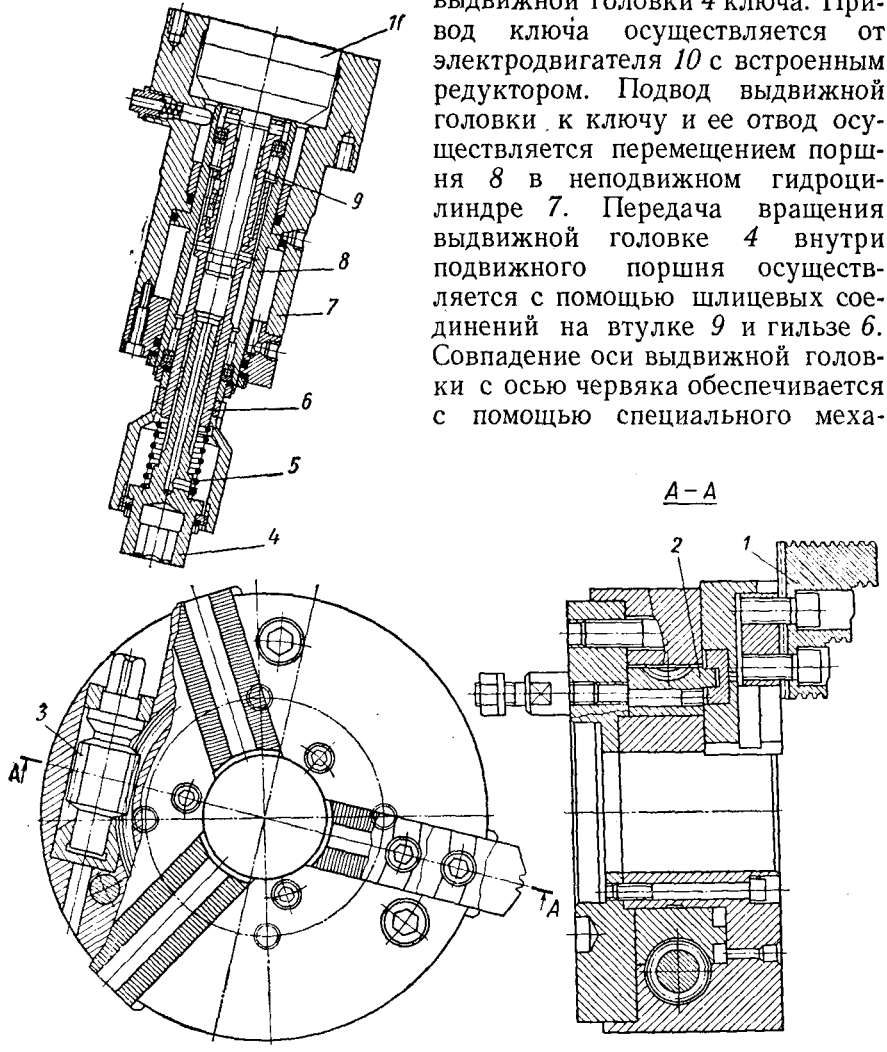


Рис. 94. Патрон с электромеханическим ключом

низма. Для смягчения удара в момент ввода в зацепление выдвигной головки и конца червяка предусматривается пружина 5. Имеются конструкции механизированных патронов, в которых привод вращения спирали осуществляется с внутренней стороны патрона через отверстие в шпинделе. Чаще всего эти патроны

имеют электромеханический привод. В этом случае электродвигатель либо закрепляется на заднем конце шпинделя и вращается с ним во время работы станка, либо устанавливается неподвижно, а вращение от него передается патрону через редуктор и соединительную муфту.

МЕХАНИЗИРОВАННЫЕ ЗАДНИЕ БАБКИ

В ряде модификаций токарных станков (специализированных, механизированных, с программным управлением и др.) применяются задние бабки с механизированным перемещением и зажимом пиноли.

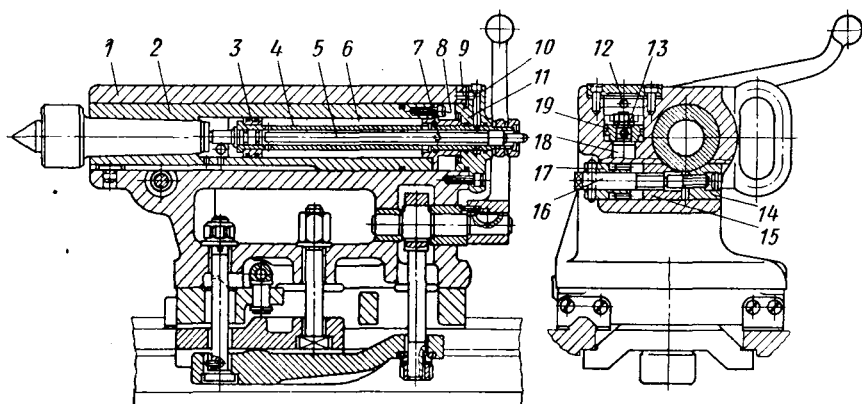


Рис. 95. Задняя бабка с гидравлическим приводом для перемещения и зажима пиноли

Механизация задних бабок осуществляется с помощью механизированного, пневматического, пневмогидравлического и электромеханического приводов. Имеются варианты механического привода перемещения пиноли с помощью каретки. Недостатком такого привода является невозможность раздельной работы задней бабки и суппорта. Поэтому в этих модификациях больше применяются независимые приводы. Ограничимся рассмотрением задних бабок с гидравлическим и электромеханическим приводом.

На рис. 95 представлена задняя бабка производственного токарного станка 1С62. В качестве цилиндров для перемещения пиноли используется отверстие в корпусе 1 задней бабки под пиноль 2, а также отверстие в самой пиноли. Вследствие этого удается обойтись без приставного гидроцилиндра, значительно уменьшить габариты задней бабки, а также улучшить ее внешний вид. Перемещение пиноли вперед осуществляется при подаче масла в отверстие 7 и далее в полость 8. Это перемещение осуществляется до тех пор, пока вращающийся центр не упрется в центровое гнездо устанавливаемой детали. При подаче масла в полость 6 под пор-

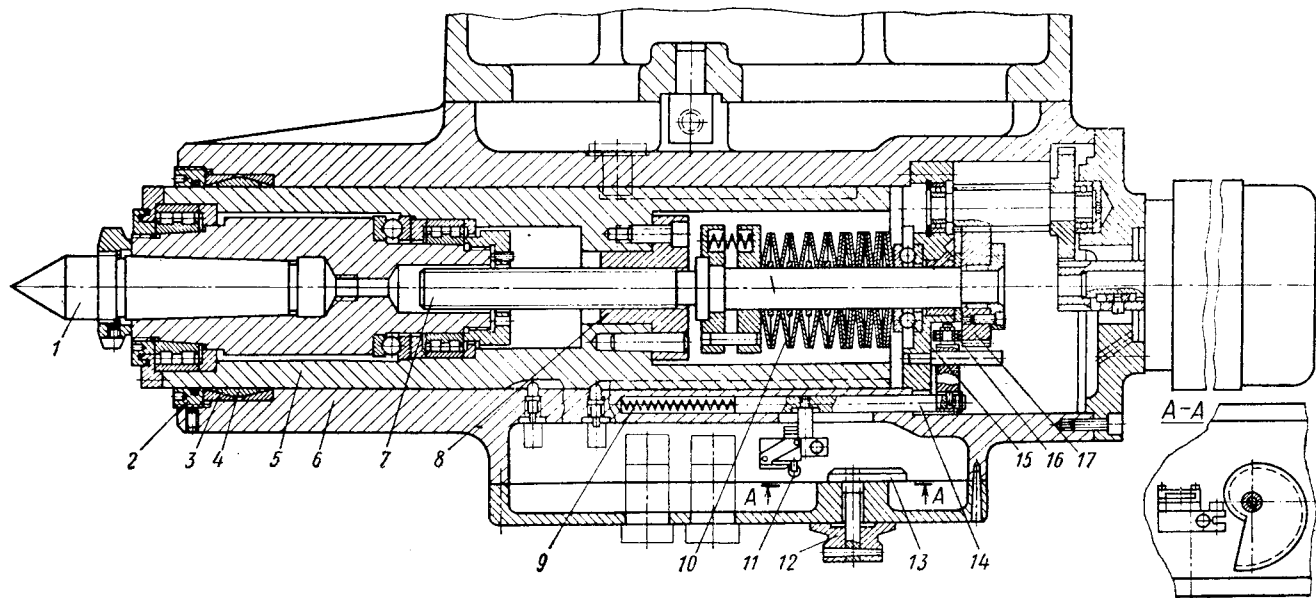


Рис. 96. Задняя бабка с электромеханическим приводом

шень 3 через отверстия 9 и 10 в корпусе задней бабки и фланце 11 и отверстие в полом штоке 4 происходит возврат пиноли 2 в исходное положение. Зажим и освобождение пиноли осуществляются винтовым механизмом, состоящим из винта 16 и двух гаек 14 и 15, с помощью поршня 19, рейки штока 18 и зубчатого колеса 17. Масло для перемещения поршня поступает соответственно через отверстия 12 или 13. Выталкивание инструмента из конического отверстия пиноли осуществляется стержнем 5.

На рис. 96 представлена задняя бабка с электромеханическим приводом токарного станка с программным управлением DN 300 фирмы «Heipemann» (ФРГ). В этой бабке отсутствует механизм зажима пиноли, поэтому пиноль делается удлиненной. Ее термически обрабатывают до высокой твердости и более плотно пригоняют к отверстию в корпусе задней бабки. При этом некоторое увеличение усилия при наличии механизированного привода для перемещения пиноли не влияет на утомляемость рабочего.

В задней бабке предусмотрена возможность регулирования радиального зазора в сопряжении пиноли 5 с корпусом 6 в результате смещения втулок 3 и 4 гайкой 2. Перемещение пиноли продолжается до тех пор, пока ее центр 1 не дойдет до детали. После этого, вследствие продолжения вращения двигателя, винт 7 начинает вывертываться из гайки 8, смещаясь вправо вместе с посаженным на нем зубчатым колесом 17, сжимая тарельчатые пружины 10. При смещении винта и колеса одновременно смещается рычаг 14 с роликом 16, пружина 9 сжимается и затем срабатывает конечный выключатель 11, и двигатель останавливается. Усилие поджима детали центром задней бабки определяется степенью сжатия тарельчатых пружин, воспринимается подшипником 15 и регулируется рукояткой 12. При ее повороте меняется расстояние между конечным выключателем и кулачковым упором 13, а тем самым и ход рычага с винтом вправо и, следовательно, степень сжатия тарельчатых пружин. Для отвода пиноли с центром в исходное положение двигатель включают в обратном направлении. Для повышения точности и жесткости вращающийся центр задней бабки выполнен встроенным и установлен на высокоточных подшипниках.

ПРИМЕНЕНИЕ ГИДРОКОПИРОВАЛЬНЫХ СУППОРТОВ

Применение гидросуппортов позволяет сравнительно просто автоматизировать процесс обработки на станке, поэтому они находят широкое применение при создании механизированных станков, а также некоторых других модификаций, включая станки с программным управлением.

По сравнению с гидрокопированием механическое копирование и электрокопирование имеют ряд недостатков. Недостатком механического копирования является то, что копир нагружен силами резания. Недостатками электрического копирования яв-

ляются подгорание контактов электрошупа, длительность срабатывания электромагнитных муфт и возможность «залипания» дисков.

Применение гидросуппортов позволяет в среднем повысить производительность труда на 25—40%. Точность деталей, обработанных с помощью гидросуппортов, находится в пределах 3—5-го классов, шероховатость обработанной поверхности $\nabla 4$ — $\nabla 6$. В отдельных случаях точность и чистота обрабатываемых поверхностей могут быть повышены примерно на один класс. Некоторые специализированные фирмы гарантируют точность копирования в пределах 0,02 мм при обработке партии деталей.

Гидрокопировальные суппорты [9, 13] выполняют по одной из следующих схем: 1) с однокромочным золотником и дифференциальным цилиндром, 2) с двухкромочным золотником и дифференциальным цилиндром и 3) с четырехкромочным золотником и обычным цилиндром.

Гидросуппорты с многокромочными следящими золотниками обеспечивают лучшую точность обработки, но такие золотники сложны в изготовлении.

Для современных гидросуппортов характерно наличие барабана упоров на 3—7 позиций для обеспечения многопроходной обработки, механизма автоматического поворота барабана и отвода суппорта в исходное положение и возможность установки быстросменных державок, настраиваемых вне станка. Некоторые гидросуппорты имеют гидроцилиндр для независимой продольной подачи и монтируются на отдельной направляющей, устанавливаемой на каретке станка или на отдельной траверсе. В этом случае основной суппорт освобождается для нарезания резьб, прорезки канавок и т. д. В этом случае повышается долговечность основных направляющих станины, поскольку они не используются при копировании.

Большинство современных гидросуппортов предназначается для установки с задней стороны каретки под углом 45—60° к оси центров, имеет диаметр цилиндра 50—100 мм, ход 60—150 мм, рабочее давление 16—20 кгс/см² и рассчитано на сечение стружки 2—6,5 мм² [11]. На рис. 97 показан пример механизации универсального токарно-винторезного станка путем оснащения его механизированными устройствами, изготавливаемыми специализированной фирмой «Diplomatic» (Италия).

Процесс механической обработки на станке автоматизирован применением гидрокопировального суппорта 2, установленного с задней стороны каретки. Наличие барабана упоров обеспечивает возможность обработки деталей в несколько проходов. При этом поворот барабана упоров осуществляется автоматически с помощью дополнительного вертикально встроенного золотника и специального кулачка, нажимающего на него при отводе суппорта в заднее положение. Процесс установки и закрепления обрабатываемых деталей на станке механизирован в результате использования

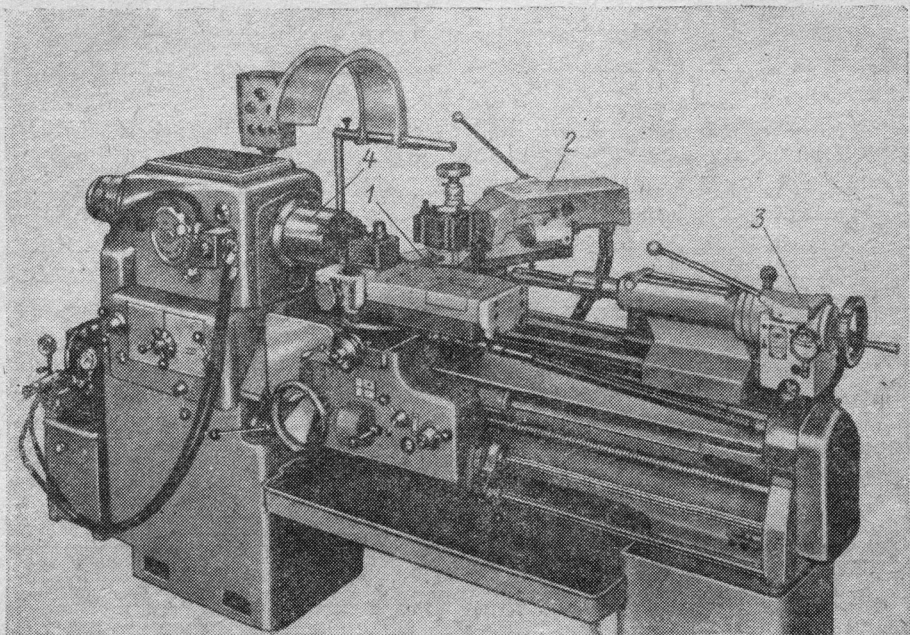


Рис. 97. Механизированный токарно-винторезный станок

приводного патрона 4 с гидроприводом и гидравлической задней бабки 3. Наличие резьбонарезного суппорта 1 позволяет осуществлять на станке нарезание резьб в автоматическом цикле.

УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОГРАНИЧЕНИЯ ХОДА СУППОРТОВ

При отсутствии на станке более совершенных средств механизации применение однопозиционных и многопозиционных жестких упоров дает значительно лучшие результаты по точности и производительности в сравнении с работой по лимбам, особенно при использовании жестких упоров в сочетании с механизмами автоматического останова.

Широкое применение при обработке ступенчатых деталей находят многопозиционные упоры. На рис. 98 изображен станок Т-37 фирмы «Рато» (Франция) с системой многопозиционных упоров. Упоры барабана 1 предназначены для ограничения ручного установочного перемещения поперечных салазков. Упоры барабана 2 и валика 3 обеспечивают выключение движения подачи автоматически.

Механизм автоматического выключения подачи с использованием системы многопозиционных упоров, изображенный на рис. 99, смонтирован в фартуке станка. Привод на продольную и поперечную подачи осуществляется от ходового валика 1 с помощью

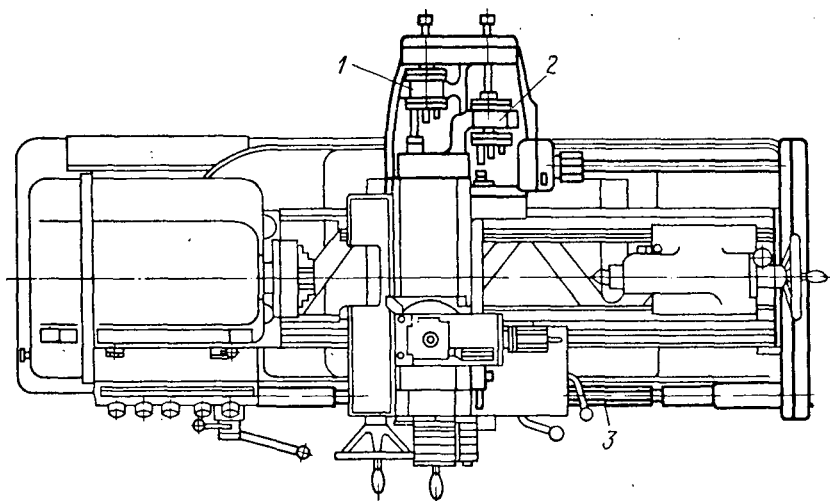
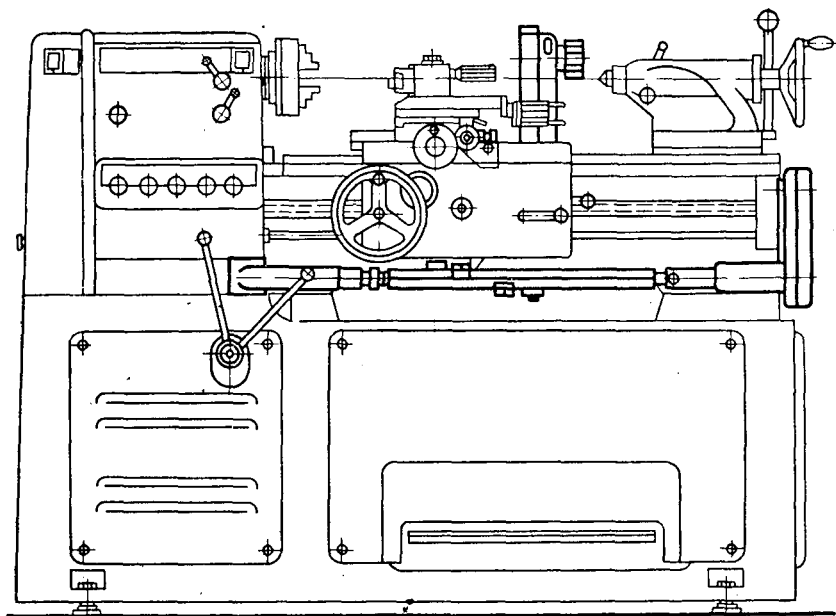


Рис. 98. Станок фирмы «Rato» с многопозиционными упорами

зубчатого колеса 2. При повороте рукоятки 4 вверх с помощью муфты 5 включается передача движения зубчатому колесу 6 и далее через колеса 7 и 8 — винту 9 для поперечной подачи суппорта. Эта подача будет осуществляться до тех пор, пока один из упоров барабана 13 с помощью стержня 12, толкателей 11 и 3 и шарика 10 не повернет рукоятку 4 в исходное положение и не выключит муфту 5.

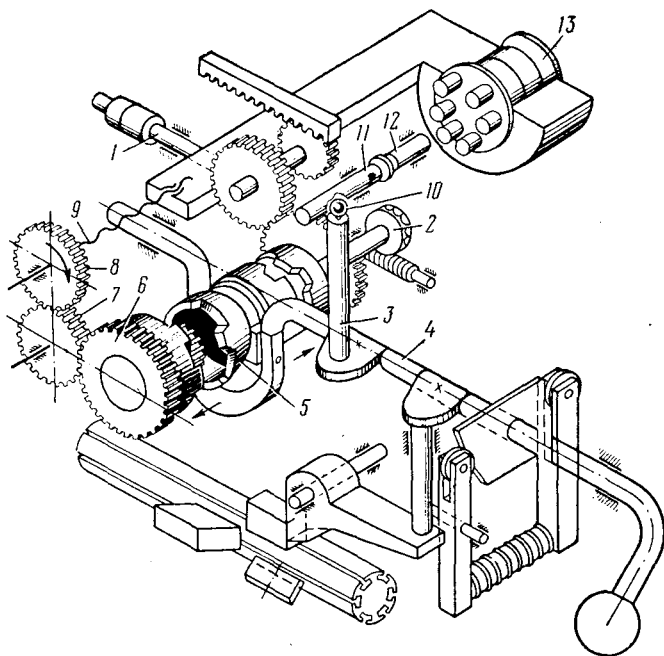


Рис. 99. Схема механизма автоматического выключения подачи от многопозиционных упоров

Выключение подачи станка в продольном направлении осуществляется аналогично. Система поперечных упоров кинематически связана с системой продольных упоров. Переключение продольных и поперечных упоров на новую позицию осуществляется поворотом одной рукоятки 4. К станку прикладывается устройство для предварительной настройки упоров вне станка по чертежу детали (рис. 100). Барабан 2 с упорами 6 вставляется в среднюю часть основания 4. Фиксирующие винты 5 упоров освобождаются, после чего с помощью микрометрического устройства 1 и ключа 3 производится настройка упоров.

На рис. 101 приведена другая система упоров, применяемая для выполнения точных токарных работ. На одной оси с лимбом поперечной подачи на специальном барабане 7 установлено шесть дисков 8 с вырезами. Диски вручную могут быть повернуты на

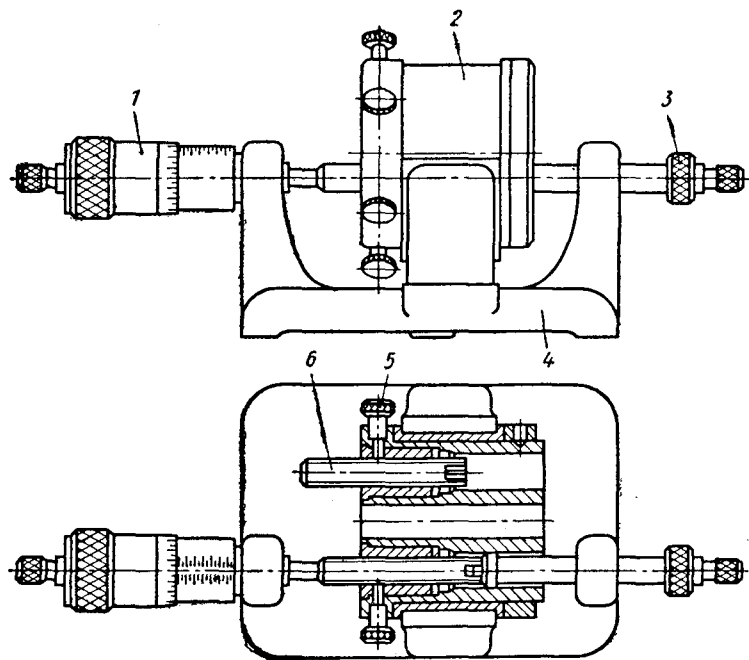


Рис. 100. Устройство для настройки упоров вне станка

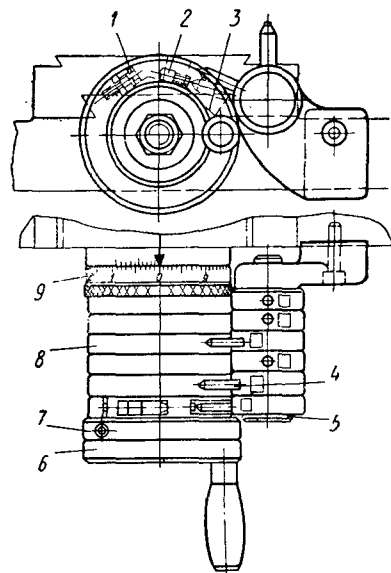


Рис. 101. Упоры для ограничения угла поворота винта

любой угол относительно друг друга и надежно зафиксированы на валу с помощью винтов 1. Окончательная установка дисков в необходимое положение осуществляется винтами 2. В вырезы дисков входят шесть упоров 4, свободно посаженных на оси 5 рядом с осью винта поперечной подачи. Каждый упор может быть вставлен в вырез соответствующего диска, и, таким образом, резец может быть подан только на вполне определенную величину, соответствующую положению выреза на диске относительно упора. Высокая точность обеспечивается в результате точного углового ограничения поворота маховика 6 с винтом поперечной подачи. При отводе резца рабочим упор скосом 3 на диске автоматически или вручную выводится из выреза. Компенсация износа резца осуществляется поворотом барабана 7 с упорами с помощью лимба 9 и нониуса.

РЕЗЬБОНАРЕЗНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Создано значительное количество устройств, автоматизирующих цикл нарезания резьбы, включающий отвод резца в конце нарезки, возвращение суппорта в исходное положение и подачу на глубину резания [26, 34]. Применение этих устройств целесообразно в специальных станках и для автоматизации токарно-винторезных станков в крупносерийном производстве.

Серийные станки комплектуются резцедержавками с ускоренным отводом резца и некоторыми видами устройств для нарезания коротких резьб без реверсирования вращения шпинделя. Резцедержавки с ускоренным отводом представляют собой обычные резцовые салазки суппорта, оснащенные дополнительными направляющими и эксцентриковым устройством для отвода резца.

Устройство для нарезания резьб с повышенными скоростями резания (порядка 80—120 м/мин) без реверсирования вращения шпинделя изображено на рис. 102. Это автоматический резьбонарезной суппорт, поставляемый для токарных станков итальянской фирмой «Diplomatic». Его установка осуществляется вместо резцовых салазок и средней поворотной части обычного суппорта. Связь с приводом подач станка (см. рис. 97) осуществляется через ходовой винт, гитару сменных зубчатых колес, установленную на специальном кронштейне, телескопический вал с шарнирами Гука. Далее движение через червяк 22 (рис. 102) и червячное колесо 18 передается на кулачок 12, который осуществляет продольные перемещения каретки 13 с помощью ролика 10. Каретка перемещается по направляющим качения 17, установленным с предварительным натягом в основании суппорта 16. Возврат каретки в исходное положение осуществляется пружиной 6. Кривая кулачка выполнена по архимедовой спирали и имеет определенный подъем. Для нарезания резьбы с шагом $t_{нар}$ необходимо, чтобы $n = \frac{h}{t_{нар}}$, где h — подъем кривой кулачка и

n — частота вращения шпинделя, приходящаяся на один оборот кулачка при нарезании резьбы с шагом $t_{нар}$. Это отношение должно равняться целому числу, т. е. кулачок должен иметь подъем, кратный шагу нарезаемой резьбы. В связи с тем что передаточное число червячной передачи постоянно и равно 8, необходимо выдержать второе соотношение: 1 оборот кулачка \rightarrow 8 оборотам ходового винта $\rightarrow n$ оборотам шпинделя.

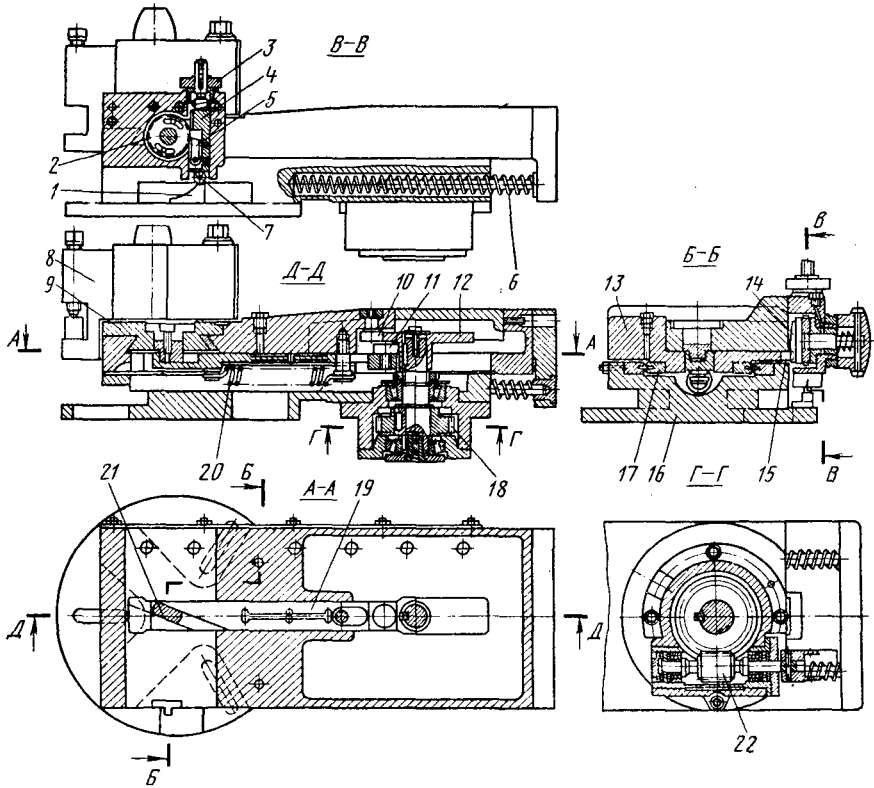


Рис. 102. Автоматический резьбонарезной суппорт фирмы «Diplomatic»

Передаточные отношения коробки подач $i_{к.н}$ и гитары резьбонарезного приспособления $i_{р.н}$ можно найти из уравнения кинематического баланса 1 об. кул. = $ni_{к.н}i_{р.н} \frac{1}{8}$ (при отношении передач от шпинделя к коробке подач 1 : 1). Если $i_{р.н} = 1$, то с учетом, что $n = \frac{h}{t_{нар}}$, получим $i_{к.н} = \frac{8t_{нар}}{h}$. Если же такого значения $i_{к.н}$ в коробке подач нет, то выбираем ближайшее имеющееся и подбираем сменные колеса к гитаре резьбонарезного приспособления по формуле $i_{р.н} = \frac{8t}{hi_{к.н}}$.

Настройка суппорта на заданную глубину резьбы осуществляется вручную смещением ползушки 9 с резцедержателем 8 при помощи торцового кулачка 14 и упора 15, скрепленного с ползушкой. Отвод резца осуществляется в конце нарезки резьбы, когда нижний поясok кулачка 12 через ролик 11 смещает вперед ползун 19. При этом скос ползуна, действуя на сухарь 21, отводит ползушки с резцедержателем и резцом от детали. Подвод резца к детали осуществляется пружиной 20 после освобождения ролика 11 ползуна 19 от действия кулачка в результате скоса ползуна. Ползушка 9 перемещается на глубину резания после каждого прохода автоматически при возврате каретки назад. При этом ролик 7 по копиру 1 поднимает вверх стержень 4 с собачкой 5, осуществляя поворот храпового колеса 2 на определенный угол и смещая с помощью кулачка 14 ползушку с резцедержателем вперед на определенную величину. Это смещение на глубину резания регулируется перемещением стержня 4 и собачки 5 гайкой 3 относительно копира 1.

Зубцы на храповом колесе нарезаны не по всей окружности. При выходе собачки на гладкий участок подача на глубину резания прекращается. Для установки резцов суппорт оснащен быстросменным резцедержателем 8. С помощью описанного суппорта возможно нарезание левых резьб, для этого необходимо изменить направление вращения шпинделя, оставив неизменным направление вращения телескопического валика, а также перевернуть резец. Для нарезания конических резьб необходимо суппорт повернуть на заданный угол.

ТОКАРНЫЕ СТАНКИ С ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ И ИНДИКАЦИЕЙ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Программное управление металлорежущими станками дает возможность в наиболее полной форме сочетать комплексную автоматизацию мелкосерийного производства с высокой точностью обработки [1, 37, 49]. Токарные станки с программным управлением предназначены для высокопроизводительной обработки деталей в мелкосерийном и даже в единичном производстве. Токарные станки, оснащенные системой программного управления, являются полуавтоматами или автоматами. На наиболее совершенных из них можно обрабатывать тела вращения с прямолинейной, ступенчатой и фасонной формой образующей, а также нарезать резьбу.

В станках с программированием только цикла (ЦПУ) выход инструмента в заданном положении осуществляется с помощью кулачков, упоров и других средств. В станках с числовым программным управлением на общем программноносителе программируется и цикл и формообразование. Дальнейшее развитие токарных станков с ЧПУ привело к созданию токарных «обрабатывающих центров».

Отличительной особенностью токарных «обрабатывающих центров» является возможность комплексной обработки деталей (точение, сверление, фрезерование и резьбонарезание) без их перебазирования с автоматической сменой режущих инструментов.

Имеющий самостоятельный привод инструментальный шпиндель (один или несколько) дополнительно к шпинделю детали может автоматически устанавливаться в точно индексированном положении под различными углами. Помимо повышения точности, использование токарных «обрабатывающих центров» позволяет сократить время на закрепление, открепление и транспортирование деталей.

В станках с программным управлением имеются следующие основные системы: механическая система, система управления, включающая элементы путевого контроля и приводы подачи, гидравлическая, пневматическая и электрическая системы, системы смазки и охлаждения.

КОМПОНОВКА СТАНКОВ С ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

При создании токарных станков с программным управлением могут использоваться два направления: 1) компоновки на базе токарных станков общего назначения и 2) создание специальных конструкций станков с оригинальными компоновками.

К первой группе относятся некоторые станки с цикловым программным управлением (ЦПУ), имеющие относительно небольшое количество дополнительных устройств, чаще всего пульт со штёккерными панелями или систему переключателей, с помощью которых набирается программа [26, 41]. Системой упоров, расположенных на специальных многопазовых панелях, или другими способами осуществляется путевое управление органами станка. Как правило, эти станки выпускаются с гидрокопировальными устройствами, с автоматическим изменением режимов обработки и автоматической сменой инструмента в результате поворота многопозиционных головок.

К первой группе станков относится также значительное количество токарных станков с числовым программным управлением. В этих станках шпиндельная бабка, коробка скоростей, а также главные корпусные детали (станина, основание, тумбы, каретка и др.) заимствуются с базового станка полностью или с незначительными изменениями и дополнительной обработкой. Меняются преимущественно приводы подач с ходовыми винтами, поперечные салазки с резцедержателем, электрооборудование и гидрооборудование. Иногда изменяются зажимные устройства, задняя бабка, коробка скоростей и ограждение. Дополнительно станки оснащаются системой программного управления, устройством для настройки инструментов вне станка, насосной установкой (гидростанцией) для питания гидроприводов.

Характерным представителем токарных станков с числовым программным управлением, созданных на базе станков общего назначения, является станок 1К62ПУ. Этот станок создан на базе универсального токарно-винторезного станка 1К62 с расстоянием между центрами 1000 мм. Привод главного движения заимствован с базового станка за исключением фрикционной муфты, изменено торможение шпинделя, вместо ленточного тормоза установлена тормозная электромагнитная муфта.

В качестве приводов подач используются шаговые двигатели ШД-4 с гидроусилителями крутящих моментов. Исполнительным звеном являются шариковые винтовые пары. На станке имеется два резцедержателя, передний имеет быстросменные блоки, позволяющие устанавливать и настраивать инструмент вне станка, задний предназначен для установки вспомогательного инструмента (канавочных, фасочных и других резцов).

Для питания гидроусилителей станок оснащен насосной установкой. Зажим обрабатываемой детали и перемещение пиноли осу-

ществляется вручную. Станок оснащен системой контурного числового программного управления типа Контур 4МИ-68. На станке программируется траектория движения инструмента, величина рабочих подач и ускоренное перемещение. Скорость резания не программируется, установка частот вращений осуществляется вручную. Программонносителем является девятидорожечная магнитная лента шириной 35 мм.

Подобные станки более просты и дешевле по сравнению со станками специальных конструкций. Однако невысокая степень автоматизации (отсутствие автоматического изменения скоростей

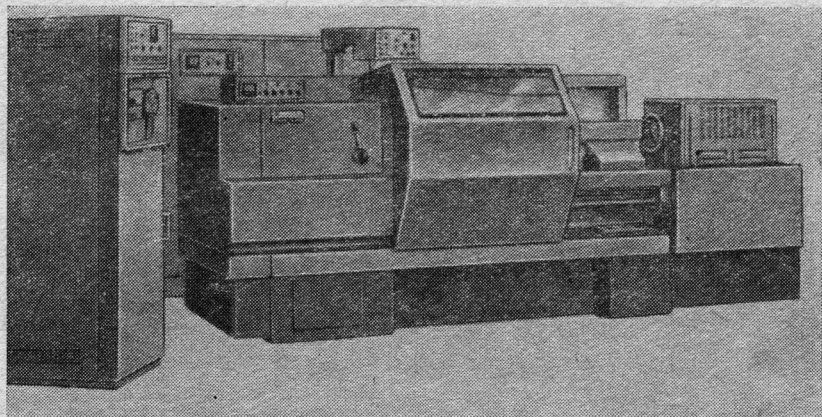


Рис. 103. Станок 16К20Ф3

резания, автоматической смены инструмента, механизированных зажимных устройств и т. д.) не позволяет полностью использовать все возможности систем ЧПУ и не дает полного эффекта от их применения. В настоящее время станки с числовым программным управлением, изготавливаемые на базе универсальных станков, оснащаются автоматическими коробками скоростей, многопозиционными резцедержателями и другими устройствами, расширяющими их технологические возможности. Примерами являются станки 16К20Ф3 (рис. 103) и 1М63Ф3. Тем не менее все более ясно стремление к созданию токарных станков с оригинальными компоновками, с высокой степенью автоматизации для обеспечения использования всех возможностей систем ЧПУ и получения наибольшего экономического эффекта от их применения. Применение оригинальных компоновок позволяет в большинстве случаев повысить жесткость станка, улучшить защиту направляющих, винтовых передач и датчиков, улучшить отвод стружки из зоны резания и из станка, облегчить доступ в рабочую зону для смены детали и инструмента и повысить безопасность работы.

Широкое распространение при создании станков получил принцип агрегатирования, который позволяет путем комбинации унифицированных узлов на одной базе создавать различные исполнения станков: патронные, центровые, с одной или несколькими каретками, с револьверными головками или с магазином. Схемы различных вариантов исполнения токарного станка с ЧПУ, выполненных на основе одной базовой модели, показаны на рис. 104.

Для упомянутых станков с ЧПУ для обработки деталей диаметром до 630 мм наиболее распространена компоновка с горизонталь-

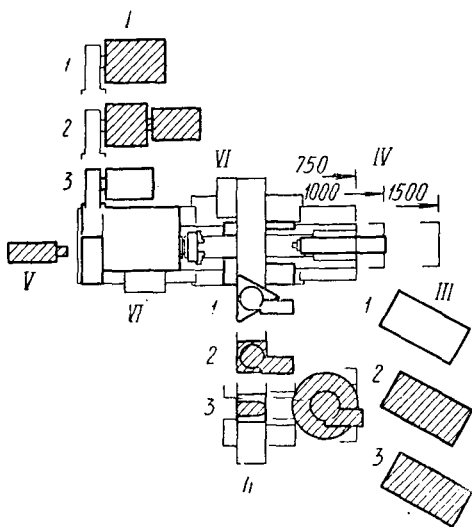


Рис. 104. Варианты исполнения токарного станка с числовым программным управлением на одной базе (по данным фирмы «VDF»):

I — привод главного движения, исполняемый в виде: 1 — электродвигателя постоянного тока с диапазонами регулирования 1 : 5 или 1 : 2; 2 — асинхронного электродвигателя и отдельной коробки скоростей с диапазоном регулирования 1 : 5 или 1 : 2; 3 — асинхронного электродвигателя; II — варианты устройств для смены инструмента: 1 — трехпозиционная револьверная головка; 2 — четырехпозиционная револьверная головка; 3 — девятипозиционный инструментальный магазин; III — пульта с позиционным или контурным управлением: 1 — Mark Century; 2 — Sinumerik; 3 — Numerik фирмы «AEG»; IV — наибольшая длина обрабатываемого изделия 750, 1000 и 1500 мм; V — варианты механизма зажима детали, основной вариант — электромеханический зажим; VI — приводы подачи, основной вариант — привод постоянного тока

ной осью шпинделя и вертикальным или наклонным расположением зеркала направляющих станины. В станках с вертикальным или наклонным расположением зеркала направляющих лучше отвод стружки, хорошо размещается большее количество суппортов. Они отличаются большей жесткостью и занимают меньшую площадь пола. Достоинством станков со строго вертикальным расположением направляющих станины является несколько большая технологичность изготовления по сравнению со станками, имеющими наклонное расположение, лучший доступ в зону обработки и удобство разгрузки направляющих станины от сил тяжести, возможность создания компактных конструкций, занимающих небольшую площадь.

Одним из достоинств станков с наклонным расположением направляющих является хорошая базировка суппорта по верхнему гребню станины, обеспечиваемая постоянной и определенной силой прижима суппорта к обеим направляющим плоскостям под действием собственного веса суппорта. Другим преимуществом является постоянство трения в направляющих поперечного суппорта.

Это объясняется тем, что нормальное давление вполне определено и равно проекции силы тяжести поперечного суппорта на нормаль к плоскости направляющих. Все эти достоинства проявляются в отдельных случаях при использовании направляющих скольжения, а зачастую могут и не проявляться.

Станки с наибольшим диаметром устанавливаемой детали свыше 630 мм изготавливаются в основном с горизонтальным расположением зеркала направляющих станины. Известным недостатком такого типа станков (при относительно меньшем весе и большей технологичности изготовления станины) является плохой отвод стружки, опасность загрязнения направляющих станины и большая площадь пола, занимаемая станком.

Для повышения производительности путем концентрации большого количества переходов на одном станке, устранения перерывов процесса обработки для ручной смены и переналадки инструментов на станках с программным управлением устанавливают поворотные резцедержатели, револьверные головки, несколько кареток и специальные магазины с комплектом подготовленных для автоматической установки, настроенных на размер режущих инструментов. Более полная обработка деталей на одном станке с одной установки дает возможность достигнуть и лучших показателей по точности. Компоновка станков с программным управлением в связи с этим может существенно меняться.

Наибольшее распространение получила автоматическая смена инструмента путем поворота многопозиционной револьверной головки. В некоторых станках на одних поперечных салазках каретки устанавливаются две револьверные головки. Существенный эффект достигается при установке револьверных головок на отдельные каретки и обеспечении многокоординатной обработки. В этом случае становится возможной обработка одновременно наружной и внутренней поверхностей деталей, что повышает производительность труда.

Широкое распространение поворотных головок для смены инструмента по сравнению с магазинами обусловлено тем, что для обработки 80—90% деталей достаточно 4—8 различных инструментов, установленных в 1—2 головках [11].

Применение инструментального магазина становится целесообразным для обработки сложных деталей, а также в автоматизированных производствах. В известных конструкциях магазинов число инструментов достигает 16 и более. В станках находят распространение барабанные, цепные, линейные и другие магазины. Время автоматической смены инструмента в станках с револьверной головкой меньше, чем в станках с магазином. Тем не менее, совершенствование конструкций станков с магазином и увеличение скоростей быстрых ходов приводит к тому, что время смены инструмента в станках с магазином существенно уменьшается и становится соизмеримым с временем смены инструмента в револьверных головках. Одна модель станка с магазином может заменить

несколько модификаций станка с револьверными головками. Для управления сменой инструмента из магазина используются те же системы ЧПУ, которые применяются для станков с револьверными головками.

На конструкцию и компоновку станков с программным управлением оказывают влияние применяемая система ЧПУ, устройство для автоматической смены деталей, устройство для автоматической смены инструментов, устройство для удаления стружки, насосная установка, объемные кожухи, закрывающие рабочую зону станка, защитные устройства для направляющих, винтовых передач, датчиков и др.

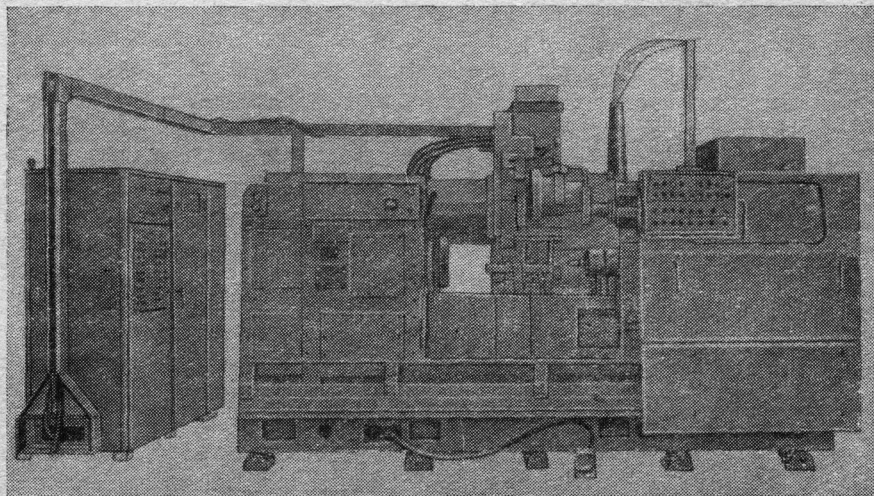


Рис. 105. Станок мод. 1B732Ф3

Представителями станков с ЧПУ с наклонным расположением зеркала направляющих станины являются станки 1B732Ф3 Московского станкостроительного завода им. С. Орджоникидзе (рис. 105) и DN 300 фирмы «Heipemann» (рис. 106). Вертикальное расположение зеркала направляющих имеют станки 1713Ф3 и 1П713Ф3, разработанные ЭНИМСом и выпускаемые Ейским станкостроительным заводом. Горизонтальное расположение зеркала направляющих станины имеет станок V630 NC фирмы «VDF».

Токарный центровый полуавтомат 1B732Ф3 предназначен для обработки валов в мелкосерийном и единичном производстве. На нем по программе можно производить черновую и чистовую обработку в центрах цилиндрических, конических, фасонных поверхностей, подрезать торцы, прорезать канавки; по специальному заказу обеспечивается нарезание резьбы.

Станок выполнен на базе гидрокopировального полуавтомата 1B732, из которого заимствована шпиндельная бабка с автомати-

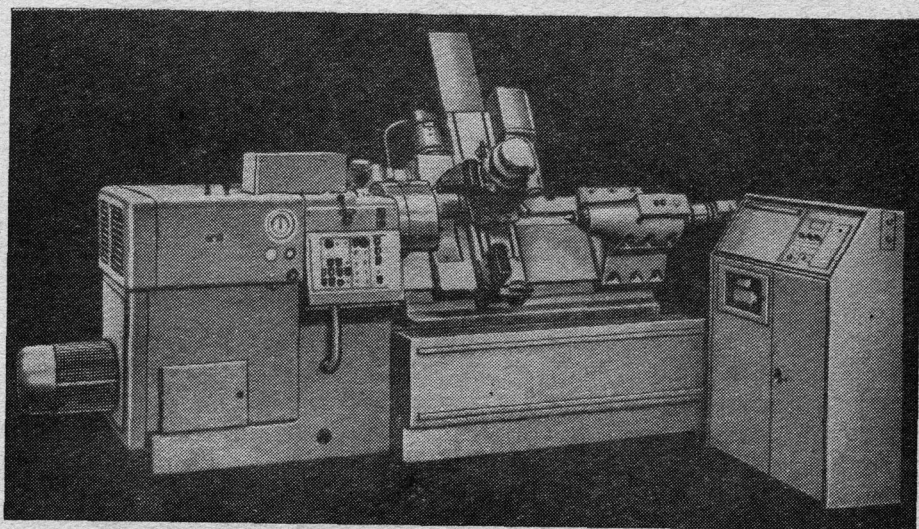


Рис. 106. Станок мод. DN300 фирмы «Heipetap» с револьверной головкой

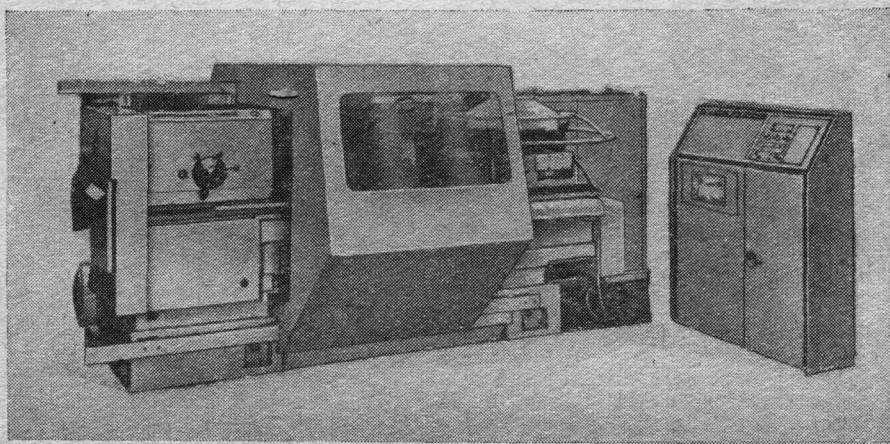


Рис. 107. Станок мод. V630NC фирмы «VDF» с инструментальным магазином

ческим переключением скоростей на четыре ступени, станина, основание и шнековый транспортер. Станина станка имеет стальные закаленные направляющие.

Станок снабжен автоматической поворотной резцовой головкой на пять-шесть инструментов. Ось головки параллельна оси шпинделя. Головка располагается на ползушке крестового суппорта. Приводы подачи осуществляются от шариковых винтов и электрогидравлических шаговых двигателей. Смазка направляющих суппорта осуществляется от дозаторов импульсной системы смазки. Задняя бабка снабжена гидравлическим механизмом для ее закрепления на направляющих. Станок снабжен оптическим устройством для настройки резцовых блоков вне станка. Станок выпускается в трех исполнениях для обработки деталей различной длины.

Патронный полуавтомат 1П713ФЗ предназначен для обработки деталей типа дисков, фланцев, колец. На нем можно обрабатывать наружные и внутренние поверхности (цилиндры, конусы), поверхности с криволинейными образующими, производить подрезку торцов, прорезку наружных и внутренних канавок, сверление и растачивание отверстий. Полуавтомат оснащен патроном с механизированным зажимом обрабатываемых деталей. В приводе продольного перемещения каретки крестового суппорта и поперечного перемещения ползуна применены электрогидравлические шаговые двигатели. Компоновка полуавтомата с вертикальным расположением зеркала направляющих станины обеспечивает свободный сход стружки в корыто станка, удобство загрузки и обслуживания. Станок снабжен пятипозиционной резцовой головкой, ось которой перпендикулярна оси шпинделя.

Основные данные станка 1Б732ФЗ

Наибольший диаметр обрабатываемой детали в мм	320
Наибольшая длина обрабатываемой детали в мм	1000, 1400, 2000
Частота вращения шпинделя в об/мин	56—900, 25—1250
Количество скоростей, переключаемых по программе	4
Пределы подачи суппорта в мм/мин:	
продольной	4,7—1000
поперечной	2,4—500
Скорость быстрого перемещения в м/мин:	
продольного	4,8
поперечного	2,4
Мощность электродвигателя главного привода в квт	40
Габаритные размеры станка в мм:	
длина	4235, 4635, 5235
ширина	2170
высота	2665
Масса в кг	10 500, 11 500, 13 000

Примером токарного «обрабатывающего центра» может служить станок Herbert Turning centre (рис. 108) фирмы «Herbert» (Англия). Станок имеет два крестовых суппорта, нижний под углом 35° к горизонтали и верхний — вертикальный. Верхний суппорт имеет привод вращения устанавливаемых в него сверл и фрез, располагаемых параллельно оси шпинделя станка и при использовании углового сверлильного приспособления под углом 90° к оси шпинделя. В станке имеется магазин на 13 инструментов и устройство для автоматической смены инструмента.

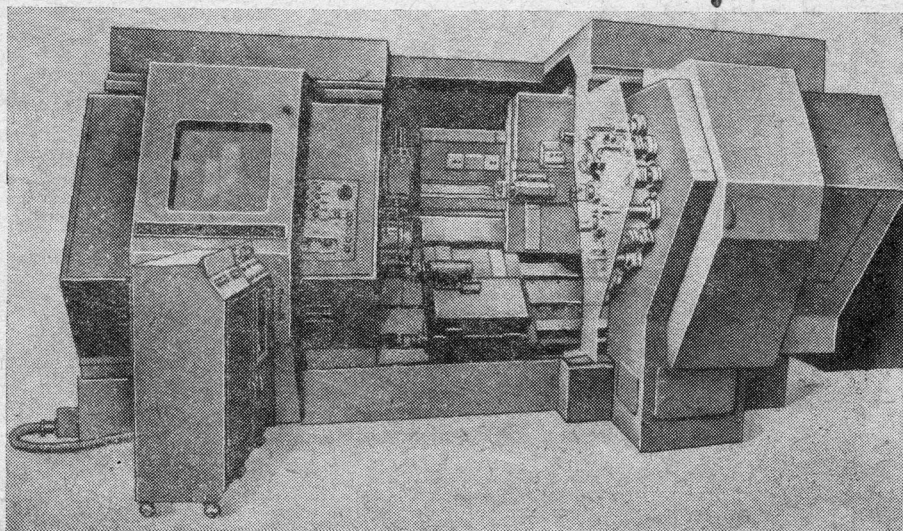


Рис. 108. Токарный «обрабатывающий центр» фирмы «Herbert»

До недавнего времени автоматической смене заготовок уделялось недостаточно внимания. Вместе с тем в ряде случаев автоматическая смена заготовки может дать существенный эффект.

На рис. 109 представлен токарный «обрабатывающий центр» «Milwaukee—Matic-12» фирмы «Kearney and Trecker» (США). Одной из его особенностей является автоматическая смена заготовки вместе с патроном. Станок работает следующим образом. Шпиндельная бабка 2 передает вращение шпинделю 5 в пределах 40—1200 об/мин и одновременно выполняет функции каретки, обеспечивая продольное перемещение по станине 1 с рабочими подачами до 5500 мм/мин и ускоренным ходом 6750 мм/мин. Кроме того, осуществляется медленное вращение и позиционирование шпинделя по координате «вращение» в пределах 360° , что необходимо при фрезеровании и сверлении. Двухпозиционная инструментальная головка 10, расположенная на поперечных салазках 9, имеет вращающийся шпиндель 8 с гнездом для установки инструмента

и с частотой вращения 100—1600 об/мин. Автоматическая смена инструмента осуществляется с помощью руки 7 и лучевого поворотного магазина 12 на 20 инструментов, установленного за стойкой 13 с направляющими для салазок инструментальной головки, в течение 8 сек.

Поиск инструмента осуществляется с помощью кодированных колец. Смена заготовки на станке происходит вместе с патроном с помощью руки 4 и станции установки и крепления детали 3, имеющей два положения: горизонтальное — исходное положение

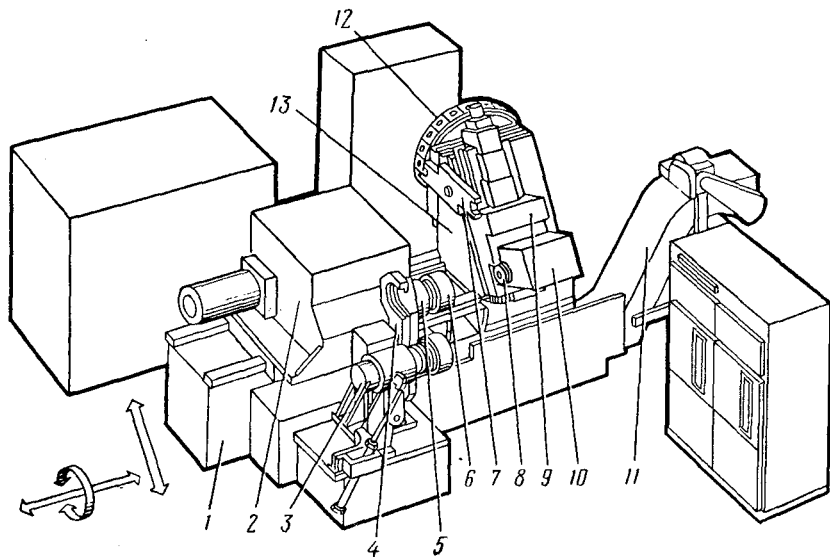


Рис. 109. Токарный «обрабатывающий центр» фирмы «Kearney and Trecker»

для смены патрона и вертикальное — для снятия обработанной детали и закрепления новой заготовки. Станок имеет транспортер 11 для уборки стружки. К станкам с программным управлением предъявляются повышенные требования по точности, жесткости, уровню механизации, концентрации операций, сокращению вспомогательного и подготовительно-заключительного времени. Станки с ЧПУ являются дорогими машинами. Поэтому целесообразна интенсивная загрузка станка с ЧПУ, использование повышенных режимов резания.

Слабым звеном в работе таких станков является режущий инструмент, который на повышенных режимах обработки быстро притупляется, а иногда и выкрашивается. Поскольку обработка часто ведется с охлаждением, то заметить момент выкрашивания реза трудно. Если движение подачи продолжается, то обрабатываемая деталь начинает стирать резцедержавку, а затем и оправку, что приводит к резким перегрузкам, браку и даже авариям.

В связи с этим в токарные станки с ЧПУ необходимо встраивать предохранительные устройства как в главный привод, так и в привод подачи. Поскольку предохранительное устройство должно работать в очень широком диапазоне режимов и нагрузок, оно должно быть достаточно чувствительным. Кроме того, для сохранения постоянства точности по контуру обрабатываемой детали и сохранения постоянства сил упругого отжатия, а следовательно, и точности желательно автоматически изменять величину подачи. Все эти задачи решаются в станках с адаптивным управлением.

В этих станках в качестве контролируемого параметра берутся крутящий момент на шпинделе, силы резания, воспринимаемые режущими инструментами, температура режущего инструмента и т. д. В системе адаптивного управления обеспечивается непрерывное измерение этих параметров, оценка их значения и автоматическое регулирование режимов резания в зависимости от изменения припуска, износа резца, прохода необрабатываемых участков на быстром ходу. Помимо предохранения станка и инструмента от перегрузок, система адаптивного управления позволяет сокращать машинное время, повышать точность обработки.

ОПИСАНИЕ СИСТЕМ ЧИСЛОВОГО ПРОГРАММНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТОКАРНЫМИ СТАНКАМИ

Система числового программного управления включает в себя в укрупненных комплексах пульт (управляющее устройство), приводы подачи и датчики путевого контроля. При более детализированном разделении по функциональным признакам управляющие устройства можно представить следующим перечнем блоков: ввода информации, интерполяции, управления, буферной памяти, позиционирования, индикации, питания и панели ручного управления. Все большее распространение получают блоки с микроэлектронными интегральными схемами.

Характеристики отечественных систем ЧПУ для токарных станков приводятся в табл. 5.

В токарных станках наибольшее распространение получили двухкоординатные контурные системы. Эти системы используются для обработки конусов и фасонных поверхностей. Примером пульта, используемого для подобной системы, является пульт УМС-2, разработанный в ЭНИМСе. Этот пульт используется также для записи программ.

Большее число управляемых координат, чем две, требуется в обрабатывающих центрах и в станках с независимыми суппортами. Отсчет координат может производиться в приращениях или в абсолютных значениях. Программоношителем чаще является перфолента, реже — магнитная лента. В СССР используются оба программносителя. Наиболее совершенные двухкоординатные контурные системы обеспечивают выполнение всех команд, связанных с рабочими и ускоренными перемещениями

Наименование системы	Программоноситель	Число управляемых координат	Вид интерполятора	Код	Рекомендуемая дискретность в мм	Наибольшая частота в гц		Число корректирующего инструмента	Величина коррекции подачи	Наличие предварительного набора координат
						рабочей подачи	ускоренного хода			
ПРС-3К	Магнитная лента (35 мм); девять дорожек	3	Вне системы	Унитарный	0,01; 0,025	800	800	Нет	Нет	Нет
Контур 4МИ-68	То же	3	Вне системы	Унитарный	0,01	800	800	Нет	Нет	Нет
Контур 2МИ-70	То же	2	Вне системы	Унитарный	0,01	2000	8000	Нет	Нет	Нет
Контур 3П-68	Перфолента (17,5 мм); пять дорожек	3	Линейный	БЦК-5	0,01	900	2000	Нет	Нет	Нет
Контур 2ПТ-71	То же	2	Линейный	БЦК-5	0,01	900	2000	9	Нет	Нет
Логика 2М	То же	2	Линейный	БЦК-5	0,01	2000	5000	4	Нет	Нет
УМС-402	То же	2	Линейный	БЦК-5	$\frac{0,01}{0,005}$	1670	8000	8	$\pm 20\%$	Есть

Наименование системы	Программоноситель	Число управляемых координат	Вид интерполатора	Код	Рекомендуемая дискретность в мм	Наибольшая частота в гц		Число коррекций инструмента	Величина коррекции подачи	Наличие предварительного набора координат
						рабочей подачи	ускоренного хода			
УМС-2	Перфолента (17,5 мм); пять дорожек	3	Линейно-круговой	БЦК-5	0,01	1300	2000	1 (коррекция эквидистанты)	Нет	Нет
H221	Перфолента (25,4 мм); восемь дорожек	2	Линейно-круговой	ИСО	0,01	2000	8000	18	$\pm 20\%$; -40%	Есть
У221	То же	2	Линейно-круговой	ИСО	0,01	2000	8000	18	$+20\%$; -40%	Есть
H551	То же	5	Линейно-круговой	ИСО	0,01	2000	8000	29 (и более по заказу)	Любое значение подачи с пульта	Есть
ЭМ907А	То же	2	Линейно-круговой	ИСО	$\frac{0,01}{0,005}$	2000	8000	9	-100%	Есть

Наименование системы	Количество технологических команд			Смещение начала отсчета	Цифровая индикация			Тип привода подачи	Ручное управление	Дополнительные сведения
	изменение частоты вращения шпинделя	смена инструмента	прочие		Координаты	Номера кад-ра	Номера инструмента			
ПРС-3К	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	ШД-4	На частотах 2, 30, 100, 250 и 500 гц	—
Контур 4МИ-68	Всего 2			Нет	Нет	Нет	Нет	ШД-4	Есть	—
Контур 2МИ-70	32	32	32	Нет	Нет	Нет	Нет	ШД-5	Есть	—
Контур 3П-68	99	99	99	Нет	Нет	Нет	Нет	ШД-4	Есть	Изменение подач ступенчатое в диапазоне 128, число подач 32
Контур 2ПТ-71	99	99	99	Нет	Нет	Нет	Нет	ШД-4	Есть	То же
Логика 2М	99	99	99	Нет	Нет	Есть	Есть	ШД-5	Есть	—
УМС-402	99	99	99	Нет	Нет	Есть	Нет	ШД-5Д1	Есть	Изменение подач ступенчатое в диапазоне 256, число подач 64

Наименование системы	Количество технологических команд			Смещение начала отсчета	Цифровая индикация			Тип привода подачи	Ручное управление	Дополнительные сведения
	изменение частоты вращения шпинделя	смена инструмента	прочие		Координаты	Номера кадра	Номера инструмента			
УМС-2	Всего 27			Нет	Нет	Нет	Нет	ШД-4	Есть	Применяется для записи программ
H221	99	99	99	Нет	Нет	Есть	Есть	ШД-5Д1	Есть	Имеется цифровая индикация частоты вращения шпинделя и вспомогательных команд
У221	99	99	99	Есть	Есть (одно табло с переключением)	Есть	Есть	ШД-5Д1	Есть	То же
H551	99	99	99	Есть	То же	Есть	Есть	ШД-5Д1	Есть	Имеется цифровая индикация частоты вращения шпинделя и вспомогательных команд. По заказу возможны другие виды интерполятора
ЭМ907А	99	9	12	Есть	Нет	Есть	Нет	ШД-5Д1	Есть	Имеется цифровая индикация номера коррекции и частоты вращения шпинделя, можно нарезать резьбу и перематывать ленту по программе

суппорта, выбор люфта при реверсе и коррекцию ошибок ходового винта, а также контроль правильности положения инструмента после поворота резцедержателя и выхода инструмента в исходное положение.

При составлении программ задаются величины последовательных проходов, частота вращения шпинделя, скорость подачи, номер инструмента и коррекции, технологические команды. С пульта можно вмешиваться в ход обработки: изменять величину подачи, останавливать движение подачи, отводить резец от детали на определенную величину с помощью предварительного набора координат и возвращать его на прежнее место, изменять коррекцию инструмента, смещать исходное положение суппорта и т. д.

В табл. 6 дается пример выбора пультов по данным фирм «Siemens» и «Fujitsu Ltd» (Япония). В американских системах управления фирм «General Electric», «Bendix», «Bunker Ramo» и др. для всех видов обработки, которые приведены в табл. 6,

Таблица 6

Пример выбора систем ЧПУ по данным фирм «Siemens» и «Fujitsu Ltd»

Форма обрабатываемой поверхности	Тип пульта	Привод подачи	Степень точности	Число координат
Цилиндры	Sinumerik 230	С обратной связью	Высокая	Две
	Fanuc 270	Шаговый	Нормальная	
Конуса и резьбы	Sinumerik 321, Fanuc 280S	Шаговые	Нормальная	
Конуса, сферы и резьбы	Sinumerik 320, Fanuc 240			
	Sinumerik 323, Fanuc 250			
	Sinumerik 330	С обратной связью	Высокая	

используется регулируемый электропривод подачи с обратной связью. В качестве приводов подачи широко используются двигатели постоянного тока, гидродвигатели, электрогидравлические и электрические шаговые двигатели.

В станках с программным управлением, в том числе в токарных, шаговый привод применяется широко. Имеются две модификации шагового привода: электрогидравлический и электрический. Электрогидравлический шаговый привод обладает более

высокими характеристиками, чем электрический. Частота вращения электрогидравлического силового привода достигает 3200 об/мин, выходной момент 4 кгс·м и мощность свыше 7 квт. При этом удельная мощность электрогидравлического шагового привода, приходящаяся на единицу его веса, составляет около 0,15 квт/кг, а электрического — около 0,01 квт/кг. Системы имеют датчики, фиксирующие нулевое положение суппорта, датчики угловых положений шпинделя, используемые при резьбонарезании, и датчики путевого контроля, используемые в системах с обратной связью (аналоговых).

Датчики обратной связи могут быть линейными и круговыми. За рубежом получили распространение линейные и круговые индуктосины с печатной шкалой, обеспечивающие точность 2,5 мкм на длине 250 мм, оптические датчики и др. В токарных станках предпочтительны круговые датчики, установленные на ходовой винт; они хорошо встраиваются в станок.

Примером отечественного кругового (циклического) датчика является вращающийся трансформатор ВТМ-1В, который обычно соединяется с ходовым винтом через редуктор. Примером линейного датчика является разработанный ЭНИМСом магнитный фазоимпульсный датчик ДЛМ-11 с комплектом зубчатых шкал-реек ДЛМШ-1. Станки, оснащенные таким датчиком, могут обеспечивать высокую точность обработки.

Механическая система токарного станка с ЧПУ включает в себя главный привод, переднюю и заднюю бабки, станину и основание, цепь подач, суппорт с резцедержателями, либо инструментальный магазин и устройство для смены инструмента, приспособления для подачи и зажима заготовки и ограждение.

ОСОБЕННОСТИ ПРИВОДОВ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ И ПОДАЧИ В СТАНКАХ С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Для токарных станков с программным управлением при мощности главного привода до 40 квт распространенным видом привода является сочетание одно- или многоскоростного асинхронного электродвигателя с коробкой скоростей на электромагнитных муфтах. Муфты применяются как контактные, так и бесконтактные. Для муфт используется принудительная подача смазки через осевые и радиальные сверления в валах, помимо обычной смазки разбрызгиванием и поливом.

В тех станках, где привод делится на две части: коробку скоростей, размещаемую внизу станка, и шпиндельную бабку, в которой помещается меньшая часть муфт и перебор, последний переключается обычно вручную. Ряд чисел оборотов шпинделя имеет как постоянный знаменатель геометрической прогрессии, так и переменный, увеличивающийся к концам ряда. На рис. 110 дана развертка коробки скоростей с электромагнитными муфтами

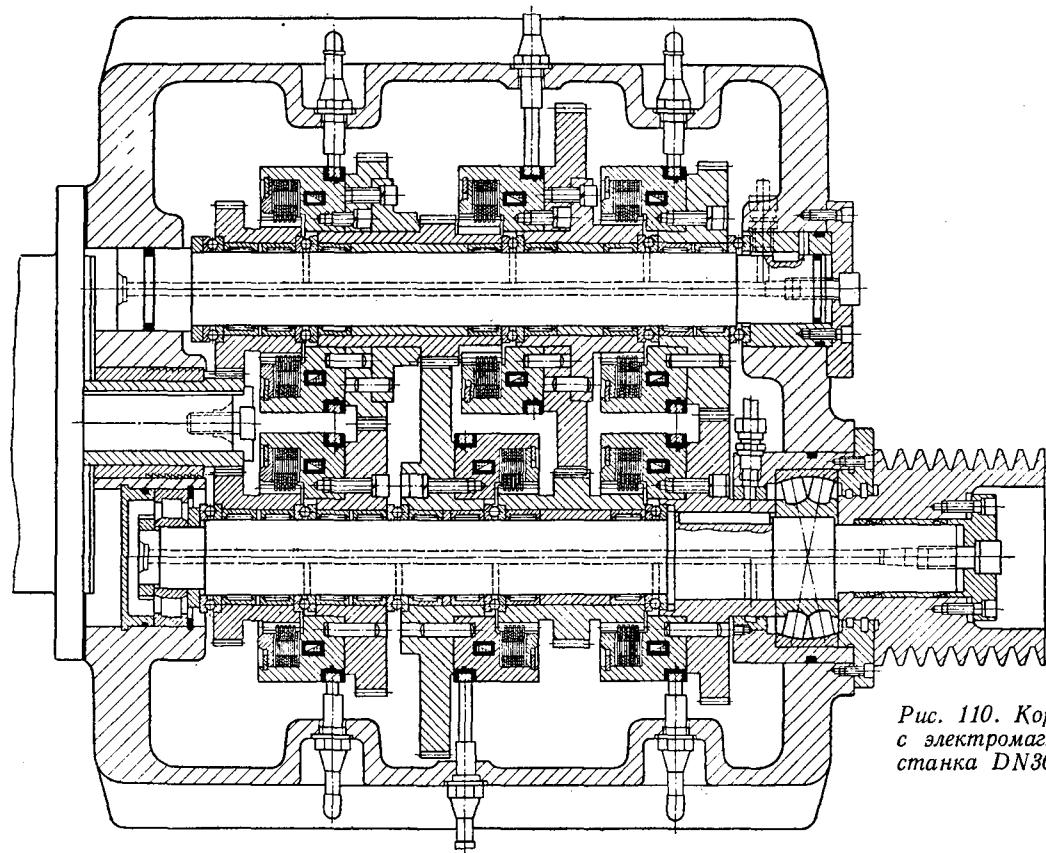


Рис. 110. Коробка скоростей
с электромагнитными муфтами
станка DN300

для станка с ЧПУ и график чисел оборотов (рис. 111) с переменным знаменателем геометрической прогрессии.

Необходимость снизить температуру коробок скоростей и шпиндельных бабок приводит к тому, что в системы смазки станков вводится бак большой емкости, размещаемый вне станка, и применяются холодильники для принудительного охлаждения

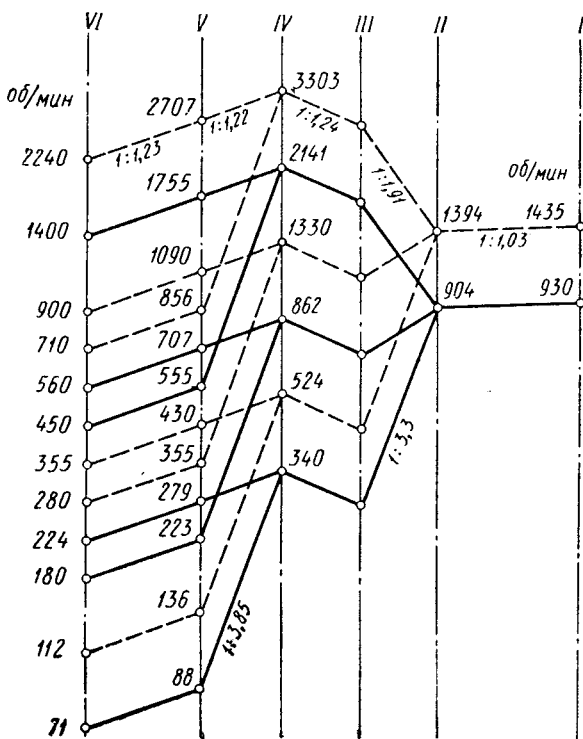


Рис. 111. График чисел оборотов с переменным знаменателем ряда

смазки. В ЭНИМСе разработаны унифицированные коробки передач с дистанционным управлением — автоматические коробки скоростей (АКС) шести габаритов. Эти коробки встраиваются в станки с ЧПУ. В автоматических коробках скоростей используются бесконтактные электромагнитные муфты. Автоматические коробки скоростей имеют число ступеней от 18 до 4 с частотой вращения выходного вала до 3200 об/мин и выходным моментом от 6,3 до 260 кгс·м. Мощность двигателей коробок АКС лежит в пределах 1,5—55 квт. Диапазон регулирования одной коробки может быть в пределах 2,8—63 (в последнем случае используются сменные колеса). Знаменатель ряда чисел оборотов изменяется для разных модификаций АКС от 1,26 до 4.

Переключение скоростей в АКС осуществляется с помощью электромагнитных муфт с бесконтактным токоподводом серии ЭТМ (МН 5660—65).

На рис. 112 приведены кинематическая схема и график чисел оборотов АКС 109—6,3—31 для девяти скоростей. В коробке использованы различные типы муфт: муфта 1 типа ЭТМ-094-1А, муфты 2—5 типа ЭТМ-094-2Н, муфта 6 типа ЭТМ-104-1А.

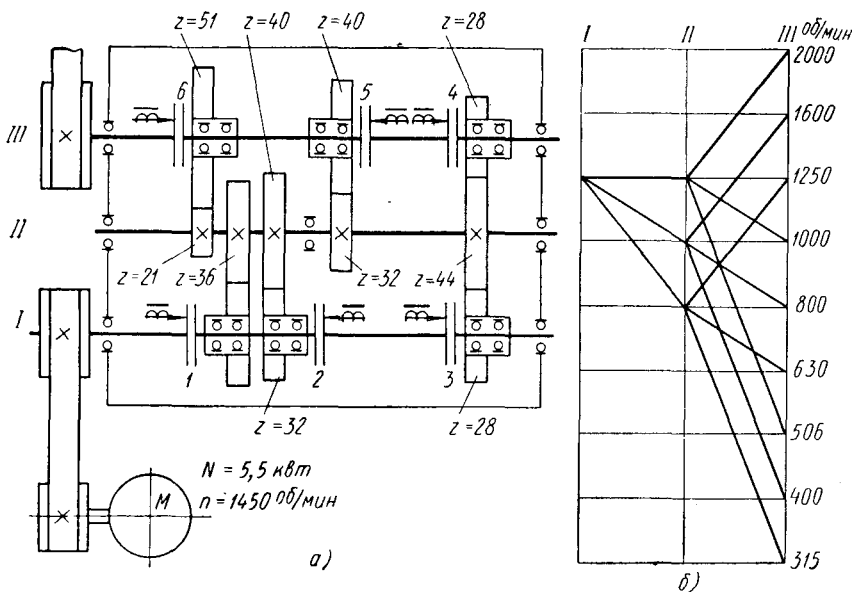


Рис. 112. Кинематическая схема АКС (а) и график чисел оборотов (б)

Серия АКС имеет унифицированную бесконтактную тиристорную схему управления, позволяющую переключать скорости под нагрузкой во время обработки деталей. Падение скорости при этом незначительное и при нагрузке, равной 0,6 номинального момента, составляет не более 15% от номинальной скорости. В серии предусмотрены различные конструктивные исполнения АКС по виду крепления (фланцевое, боковое и торцовое) и по расположению входного и выходного валов (с одной стороны в одной плоскости, с другой стороны в разных плоскостях, с разных сторон, прифланцованный двигатель и выходной вал с одной стороны, прифланцованный двигатель и выходной вал с разных сторон). Помимо пуска и регулирования скорости, автоматические коробки скоростей обеспечивают торможение.

Распространенным приводом подач в токарных станках с ЧПУ является шаговый привод от специального электродвигателя с гидроусилителем или без последнего. Применение электрогидравлического шагового привода на малых станках с наибольшим диаметром устанавливаемой детали 250 мм и менее встречает труд-

ности из-за относительно больших размеров гидростанции. Поэтому для станков таких габаритов, где мощность, необходимая для приводов подач, составляет порядка 100—300 *вт*, желательно использовать силовые шаговые двигатели без гидроусилителей момента.

Промышленностью выпускаются серийно гидроусилители типа МГ18-1 на максимальный крутящий момент 1,2; 2,5; 5; 10 *кгс·м* и соответственно наибольшую выходную мощность 0,25; 0,5; 1; 2 *квт*. Максимальная частота импульсов при цене импульсов 1,5° составляет 1200 *гц* для всех типоразмеров. Приводы подач с гидроусилителями имеются в станках 1А616ПУ, 1К62ПУ, 1М63ПУ и др.

Недостатком гидроусилителей типа МГ18-1 является малая предельная частота. Осваивается выпуск гидроусилителей типа Г18-2 с максимальной частотой 8000 *гц* (табл. 7). Эти гидроусилители могут работать в паре с шаговым двигателем типа ШД-5Д1, имеющим максимальную частоту 8000 *гц* и приемистость 2000 *гц*.

Таблица 7

Характеристика шаговых приводов

Характеристика	Тип привода				
	Электрогидравлический				Электрический
Угол поворота за один импульс в градусах	1,5				1,5
Наибольшая частота ускоренного хода в <i>гц</i>	8000				8000
Модель гидроусилителя	Г18-22	Г18-23	Г18-24	Г18-25	—
Модель электрического шагового двигателя	ШД-5Д1	ШД-5Д1	ШД-5Д1	ШД-5Д1	ШД-5Д1
Наибольший выходной момент при давлении 63 <i>кгс/см²</i> в <i>кгс·м</i>	1,6	3,2	6,4	12,8	0,017
Нагрузочный выходной момент в <i>кгс·м</i>	0,8	1,6	3,2	6,6	0,008
Наибольшая выходная мощность в <i>квт</i>	0,524	1,05	2,09	4,2	0,0164
Масса в <i>кг</i>	10	19	30	60	1,7

На рис. 113 приведена гидравлическая схема цепей подач станка, оснащенного гидроусилителями типа Г18—2.

Гидростанция для шаговых электрогидравлических приводов типа Г48—44, разработанная ЭНИМСом, включает в себя резервуар для масла, насосный агрегат, системы подпитки, фильтрации и охлаждения рабочей жидкости, а также необходимую контрольно-регулирующую гидроаппаратуру. Гидравлическая

схема гидростанции показана на рис. 113. Гидростанция работает следующим образом. При включении насоса подпитки масло из резервуара через фильтр 9 под давлением, определяемым пружиной клапана 3, поступает во всасывающую магистраль регулируемого насоса 2Г15—14. Когда давление достигает требуемой величины, реле давления 13 дает команду на включение электродвигателя привода регулируемого насоса, и масло начинает поступать из его напорной магистрали во всасывающую через дроссель 11,

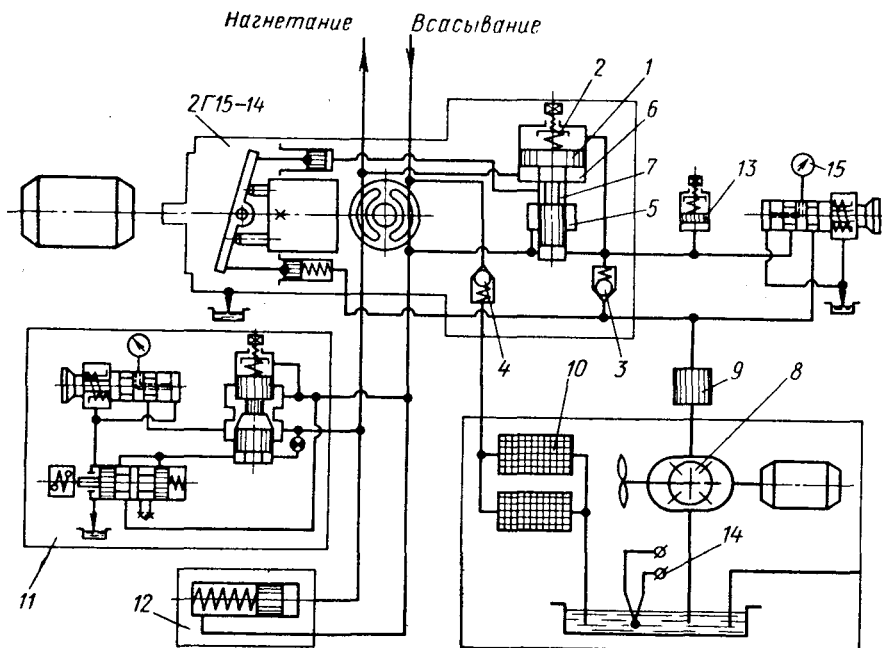


Рис. 113. Схема гидростанции Г48—44

обеспечивающий разогрев масла в резервуаре. При температуре масла 30° С термореле 14 дает команду на включение золотника с электроуправлением, запирающего слив масла из торцевой полости дросселя. Плунжер дросселя поднимается вверх и разъединяет магистрали насоса, после чего дается команда, разрешающая запуск пульта ЧПУ.

При работе гидростанции масло, подаваемое насосом подпитки 8, поступает в полость 5 двухкромочного золотника гидросилятора и во всасывающую магистраль насоса, где оно перемешивается с маслом, циркулирующим по замкнутой системе насос—гидромотор. Из другой точки всасывающей магистрали часть масла через клапан 4 сливается в бак, что обеспечивает постоянную смену масла в замкнутой системе циркуляции с целью его фильтрации и охлаждения. Напорная магистраль насоса соеди-

нена с полостью 6 золотника гидроусилителя, а полость 7 — с гидроцилиндром управления.

Если давление в напорной магистрали ниже настроенного, золотник 1 пружиной 2 опускается вниз, полость 7 соединяется со всасывающей магистралью и пружины прижимают наклонную шайбу к упору, ограничивающему максимальный угол ее наклона. По мере роста давления в напорной магистрали растет давление в полости 6 золотника гидроусилителя и золотник 1 поднимается вверх, сжимая пружину 2. При этом давление в полости 7 увеличивается, и гидроцилиндр управления поворачивает наклонную шайбу по направлению к нейтрали. При максимальном давлении полость 7 соединяется с напорной магистралью, и гидроцилиндр управления ставит шайбу в положение, близкое к нулевому, при котором вся производительность насоса используется лишь для восполнения утечек. Параметры механизма управления выбираются такими, что полному изменению угла наклона шайбы соответствует незначительное (6—8 кгс/см²) изменение давления в напорной магистрали насоса.

ОСОБЕННОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ УЗЛОВ В СТАНКАХ С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Особенностью шагового привода является импульсный характер перемещения, что накладывает определенные требования на механическую часть цепи подач. Этими требованиями являются высокая собственная частота, наличие демпфирования и отсутствие зазоров. Высокая собственная частота колебаний суппорта вдоль ходового винта достигается в результате облегчения суппорта и увеличения жесткости механической части цепи подач (шариковая гайка, ходовой винт и подпятники).

Весьма важен выбор варианта закрепления ходового винта (табл. 8). Следует иметь в виду, что продольная жесткость винта,

Таблица 8

Варианты закрепления ходового винта

Вариант	Способ крепления	Схема
I	Винт заделан обоими концами	
II	Винт растянут	
III	Винт заделан одним концом	

закрепленного обоими концами, в 2 раза и более выше, чем жесткость винта, заделанного одним концом (рис. 114).

Винтовая пара качения и упорные подшипники имеют нелинейную жесткость, которая зависит от натяга (рис. 115, 116). По-

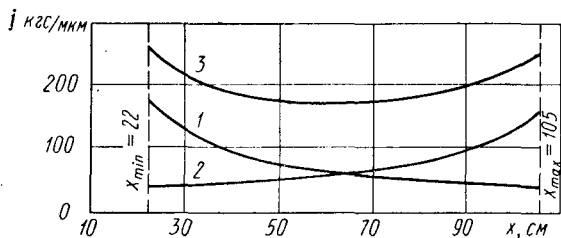


Рис. 114. Зависимость жесткости j шарикового винта с диаметром 50 мм от координаты точки приложения осевой силы для случаев:

1 — заделан левый конец винта; 2 — заделан правый конец; 3 — заделаны оба конца

скольку участок резкого нарастания жесткости для упорного роликового подшипника (с внутренним диаметром 40—50 мм) составляет величину порядка нескольких микрон, то нет смысла

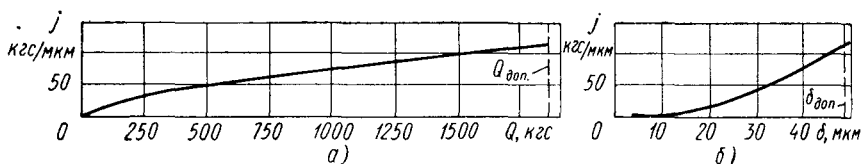


Рис. 115. Зависимость жесткости j шариковой гайки диаметром 50 мм и шагом 8 мм от натяга для случаев, когда натяг измеряется:

а — силой предварительного нагружения; б — величиной предварительного смещения; $Q_{доп}$, $\delta_{доп}$ — соответственно допускаемые сила и перемещение

давать упорным подшипникам больших натягов, а лучше применять сдвоенные подшипники (варианты I и III, табл. 8), предварительно выбрав в них зазор.

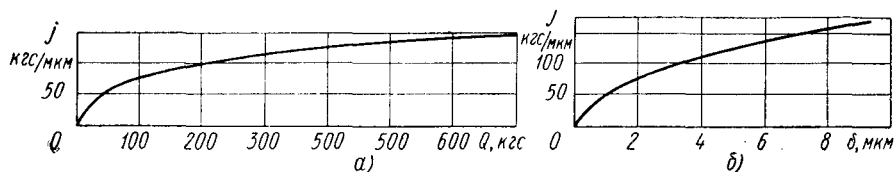


Рис. 116. Зависимость жесткости j упорного подшипника от натяга, когда натяг измеряется:

а — силой предварительного нагружения; б — величиной предварительного смещения

Нежелательны большие натяги в шариковой гайке, поскольку они вызывают местный нагрев и износ винта и создают существенный момент трения. Натяг в шариковой гайке целесообразно выбирать таким, чтобы можно было вывести ее из зоны наиболь-

шей нелинейности жесткости (см. рис. 115). Практикуется работа с небольшими натягами в гайке, при этом зона нечувствительности системы ЧПУ и станка при реверсах компенсируется системой числового управления.

В последнее время получили наибольшее распространение винтовые передачи качения двух типов: шариковые винты и планетарные винтовые передачи с промежуточными телами качения в виде резьбовых роликов типа «Transrol» (рис. 117, а, б). Шари-

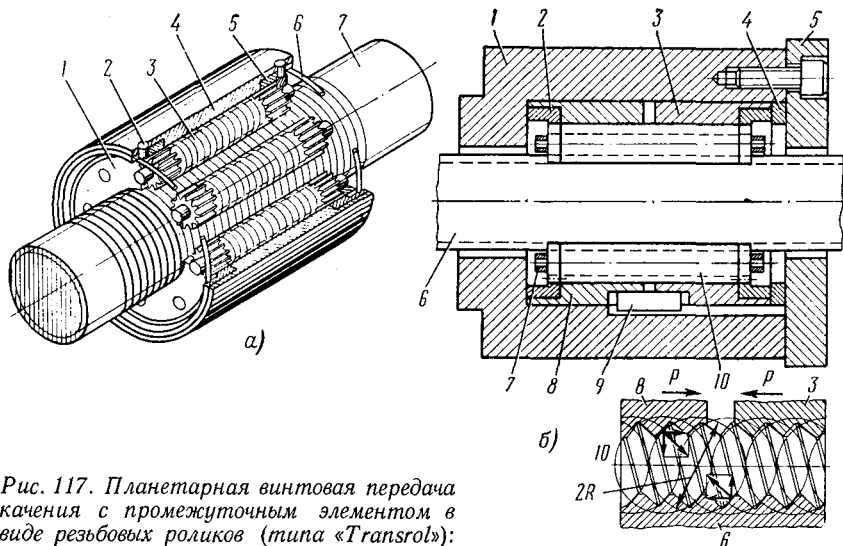


Рис. 117. Планетарная винтовая передача качения с промежуточным элементом в виде резьбовых роликов (типа «Transrol»):

а — полугайка: 1 — сепаратор; 2 — штифт; 3 — ролик-сателлит; 4 — гайка; 5 — зубчатый венец; 6 — стопорное кольцо; 7 — винт; 8 — гайка с регулируемым натягом; б — корпус гайки; 2 — зубчатый венец; 3 — гайка; 4 — проставочное кольцо; 5 — крышка; 6 — винт; 7 — сепаратор; 8 — гайка; 9 — шпонка; 10 — ролик-сателлит

ковые винты проще передачи «Transrol», но величина шага шарикового винта зависит от диаметра; с ростом диаметра винта растет и шаг. Передача «Transrol» даже при большом диаметре (порядка 60 мм) может иметь шаг до 1 мм, что невозможно в шариковых винтах [35]. При соизмеримых размерах и величине шагов передача «Transrol» превосходит шариковые винты по нагрузочной способности и жесткости, но является более сложной.

Выше указывалось, что для уменьшения колебаний суппорта необходимо увеличивать демпфирование в приводе подачи. Первым элементом кинематической цепи, который гасит импульсные колебания, возбуждаемые электрическим шаговым двигателем, является гидросилитель. Демпфированию колебаний в гидросилителе способствуют большой статический момент и наличие зоны нечувствительности, а также нелинейная зависимость выходного момента от входного сигнала (смещения золотника). Первые два способа гашения колебаний не могут применяться во всей

полноте по той причине, что качество гидроусилителя определяется малыми статическим (входным) моментом и зоной нечувствительности.

Нелинейная зависимость выходного момента от входного сигнала является таким средством демпфирования колебания, (но до известных пределов, поскольку при увеличении нелинейности возрастает время переходных процессов при позиционировании).

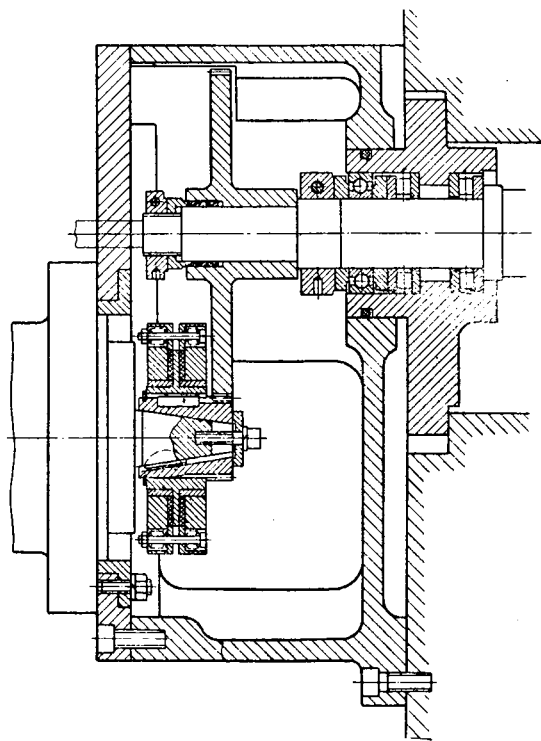


Рис. 118. Фрикционный виброгаситель Ланчестера в приводе подачи

Вторым элементом станка, который вносит значительное демпфирование в цепь подачи, являются направляющие суппорта. В этой связи направляющие скольжения предпочтительней направляющих качения. При наличии направляющих качения становится полезным применение виброгасителей, которые иногда ставятся в привод и при направляющих скольжения, если конструкция станка не обеспечивает достаточного демпфирования.

Наиболее распространенным виброгасителем является демпфер Ланчестера—фрикционный виброгаситель с инерционной массой (рис. 118).

Подбор виброгасителя Ланчестера заключается в выборе величины маховой массы (момента инерции) и сил трения между этой массой и валом, колебания которого надо уменьшить. Для эффективной работы виброгасителя его момент инерции должен быть не менее одной десятой момента инерции элементов цепи подачи, приведенных к валу гидроусилителя. Наличие зазоров в кинематической цепи уменьшает эффективность виброгасителя, если он установлен не на винте. Зазоры в механических передачах вызывают повышенные вибрации, дребезжание в передаче и вносят ошибки при обработке сложных профилей.

Для гашения продольных колебаний суппортов может быть полезен виброгаситель В. А. Кудинова [22]. Сила сухого трения

в направляющих не оказывает демпфирующего действия в подвижных стыках. Для преобразования сил сухого трения в силы вязкого трения (пропорциональные скорости колебаний) в виброгасителе В. А. Кудинова задается принудительное вращение стержням 2 (рис. 119).

Как правило, в редукторах приводов подачи токарных станков применяют прямозубые цилиндрические колеса как наиболее простые и точные. Устранение люфтов в зубчатом зацеплении чаще всего осуществляется одним из следующих способов: 1) не-

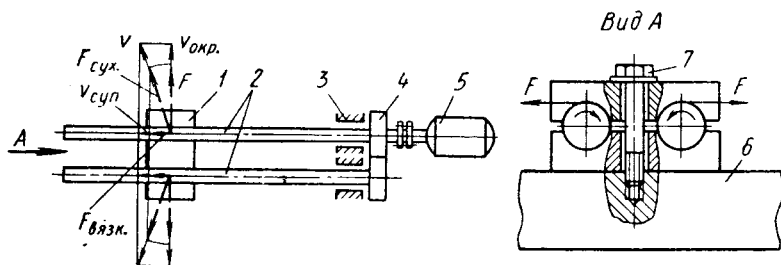


Рис. 119. Виброгаситель В. А. Кудинова:

1 — нажимной фрикционный элемент; 2 — вращающиеся валики; 3 — подшипники, расположенные в станине станка; 4 — шестерни; 5 — привод вращения; 6 — суппорт станка; 7 — нажимной винт; $v_{окр}$ — окружная скорость на валиках; $v_{суп}$ — скорость движения суппорта; F — положение вектора силы сухого трения при покоящемся суппорте; $F_{сух}$ — положение вектора силы сухого трения при двигающемся суппорте; $F_{вязк}$ — вязкая составляющая силы трения, демпфирующая продольные колебания суппорта

посредственным (жестким) разворотом одной половины зубчатого колеса относительно другой винтами или болтами, 2) разворотом пружинами растяжения или скручивания и 3) поворотом втулок с эксцентриситетом в отверстиях под опоры валов. Следует предпочесть разрезные и закрепляемые винтами зубчатые колеса подпружиненным, поскольку небольшими пружинами затруднительно создать достаточный натяг в разрезных зубчатых колесах. В случае же больших натягов зубчатые колеса будут изнашиваться преждевременно.

Устранение люфтов в сопряжении зубчатых колес с гладким валом и в шпоночном соединении осуществляется путем постановки штифтов, посадки на коническую поверхность, посадки на клей и разжимных пружинных колец.

На рис. 120 представлен привод подачи станка с ЧПУ DN300 фирмы «Heipeta». В этой конструкции оба конца ходового винта закреплены в осевом направлении, причем осевые силы воспринимаются упорными роликовыми подшипниками. Безлюфтовое соединение зубчатого колеса с винтом достигается с помощью разжимных колец с коническими поверхностями. Опыт работы показывает, что в станках с жестким винтом и при высоких собственных частотах колебаний суппортов винт может быть закреплен в осевом направлении и одним концом.

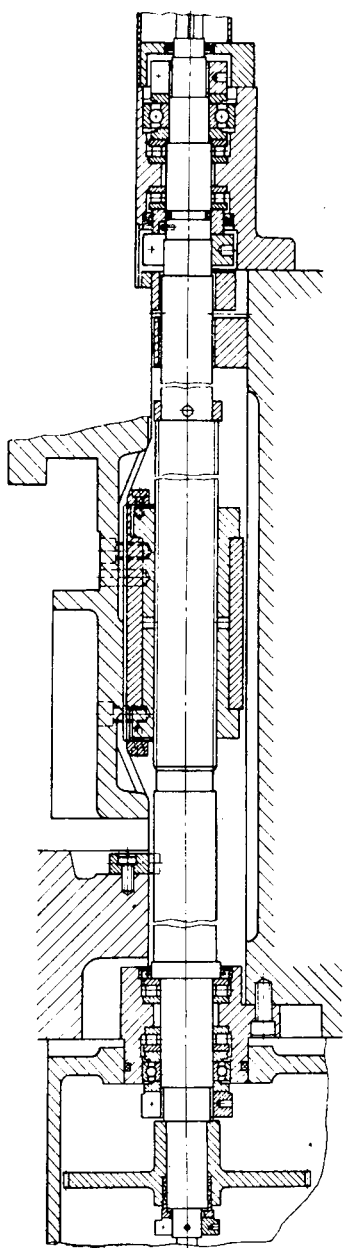


Рис. 120. Привод продольных подач (фирмы «Heintzmann»)

Наиболее распространенным профилем резьбы в шариковых винтовых передачах является полукруглый профиль. При таком профиле резьбы регулирование натяга осуществляется двумя способами: 1) смещением одной полугайки относительно другой при неизменном круговом взаиморасположении и 2) поворотом одной полугайки относительно другой при неизменном осевом взаиморасположении.

В приводе подач, обычно на ходовом винте, помещается вращающийся якорь датчика, служащего для установки нулевых положений суппорта. Якорь датчика даже в случае неточности срабатывания до $0,3 \text{ мм}$ обеспечивает стабильность установки на нуль в пределах 1 мкм .

Суппорты токарных станков с ЧПУ обычно крестового типа и имеют на верхней части одну или две револьверные головки. В том случае, если станок имеет инструментальный магазин, то суппорт имеет лишь однопозиционный резцедержатель с быстросменным инструментальным блоком (рис. 121). Наиболее распространенным видом многопозиционных резцедержателей является восьми-, шести- или четырехпозиционная револьверная головка с осью вращения, перпендикулярной к оси шпинделя. Головки такого типа применяются для патронных работ.

При работе в центрах используются только три позиции шестипозиционной револьверной головки (через одну) или трех-четырехпозиционные револьверные головки. В этом случае на суппорте устанавливаются дополнительные резцедержатели для прорезных работ.

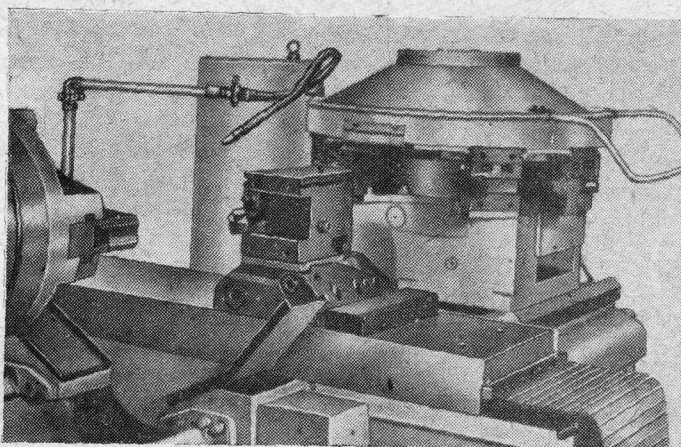


Рис. 121. Суппорт станка с инструментальным магазином (фирмы VDF)

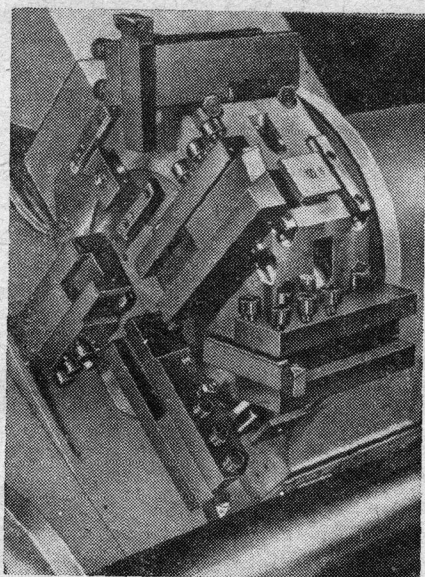


Рис. 122. Восьмипозиционная револьверная головка станка мод. NDM-22/150 фирмы «Georg Fischer»

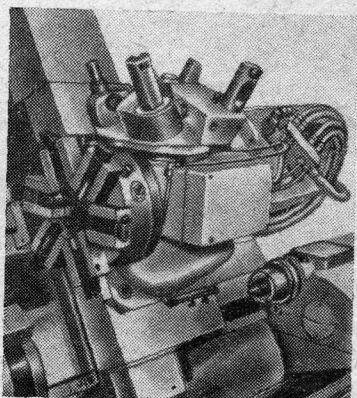


Рис. 123. Двенадцатипозиционная двойная револьверная головка фирмы «Heyligenstaedt»

Головки с осью вращения параллельной оси шпинделя удобны для обработки в центрах. Наиболее распространенной головкой этого типа является четырех-шестипозиционная головка.

Интересна восьмигранная головка станка NDM-22/150 фирмы «Georg Fischer» (рис. 122). На ее гранях могут быть закреплены восемь инструментов, предназначенных как для патронной, так и для центровой обработки. Кроме того, имеются еще четыре дополнительных гнезда на торце револьверной головки, используемых в основном при центровой обработке.

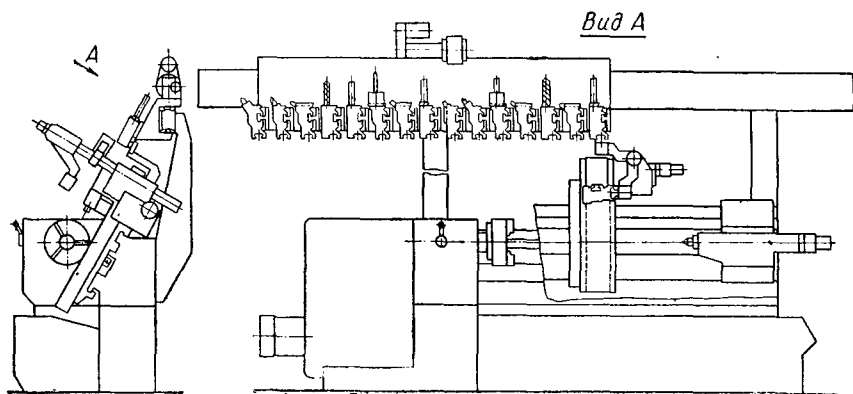


Рис. 124. Станок со штанговым магазином

Интересна двояная револьверная головка станка Neupnat L фирмы «Heyligenstaedt» (ФРГ) (рис. 123). Оси обеих револьверных головок расположены под углом 90° друг к другу. Каждая головка имеет шесть инструментов. Одна из головок предназначена для обработки наружных поверхностей, другая — внутренних. Последние два многопозиционных резцедержателя весьма удобны и обладают наибольшим из известных резцедержателей числом инструментов для наружной обработки.

Получают распространение станки с магазином инструментов. Эти магазины выполняют в виде вращающегося барабана, ленточного транспортера, рейки, цепного транспортера и т. д. Смена инструментов осуществляется посредством движения магазина и суппорта навстречу друг другу (см. рис. 121) или с помощью промежуточного перегружателя (рис. 124). Сменные резцедержатели обычно базируются в суппорте с помощью двух призм (рис. 125, а) или двух полуцилиндров (рис. 125, б). Резцедержатели 1 прижимаются к основанию с помощью сухаря 2. Почти во всех токарных станках с ЧПУ применяется предварительная настройка инструмента в державках вне станка в основном на оптических устройствах. В ряде станков перед чистовым проходом контроли-

руют положение резца специальным прибором, встроенным в станок.

Механизмы поворота и фиксации револьверных головок имеют электрический или гидравлический приводы, хотя встречаются и другие виды привода, например механический. Основные требования к приводу: надежность в работе, достаточная мощность, необходимая для поворота больших маховых масс в короткое время (порядка 1 сек), и прочность. Наиболее слабым местом револьверных головок является зубчатая пара с последним зубчатым колесом, посаженным на оси револьверной головки. Некоторые фирмы отказываются от применения зубчатых колес и исполь-

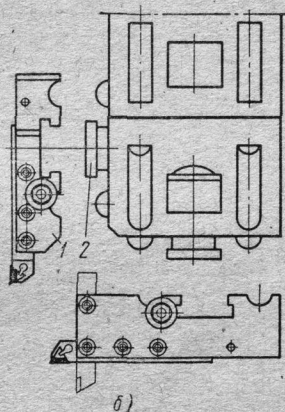
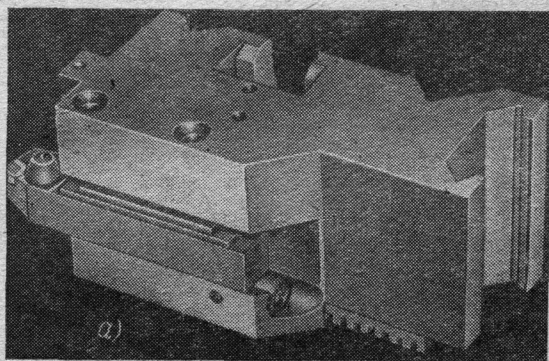
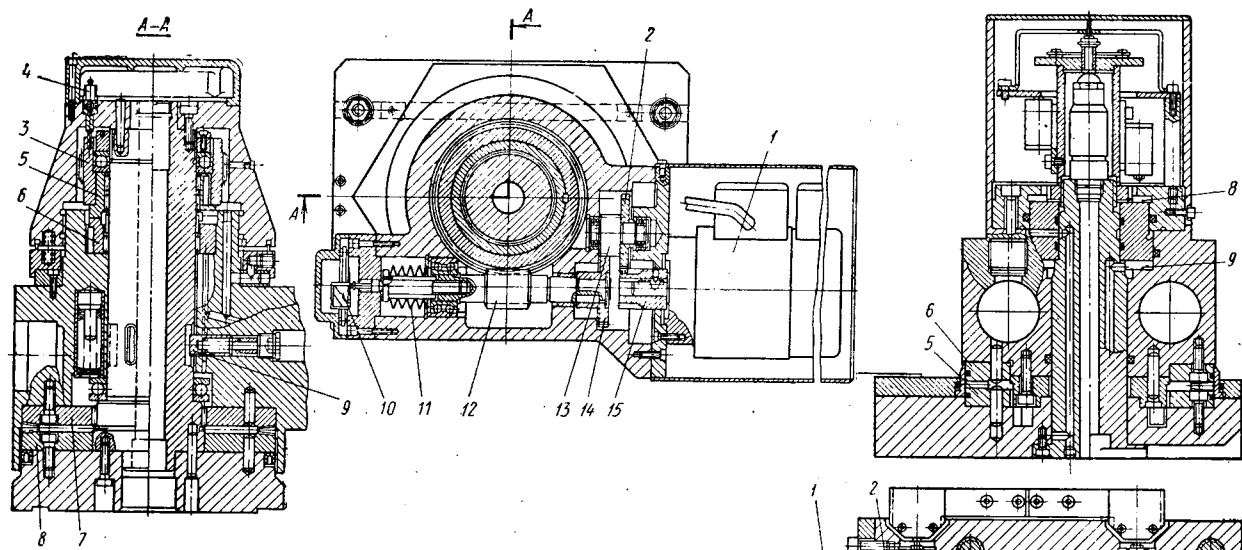


Рис. 125. Сменный резцедержатель, базирующийся
а — по двум призмам; б — по двум полуцилиндрам

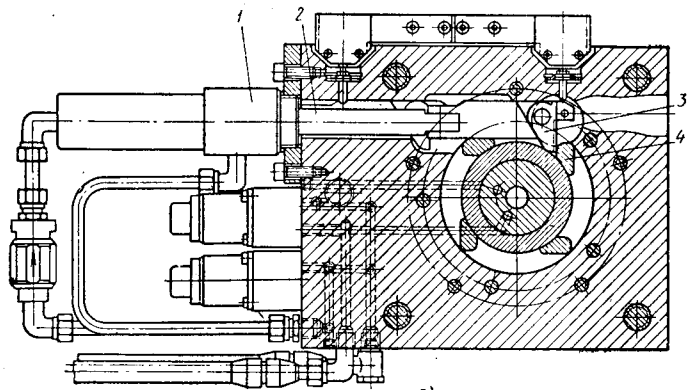
зуют разновидность храпового механизма. Предварительная фиксация револьверной головки осуществляется пружинными фиксаторами, упором в шток цилиндра поворота и т. д. Тонкая фиксация осуществляется плоскими колесами с торцовым зубом. Используются прямые и круговые зубья. Стабильность фиксации таких головок достигает 1 мкм на плече 300 мм. Тяжелые головки базируются на оси вращения в радиальных подшипниках.

В головках с осью вращения, параллельной оси шпинделя детали, применяются штифтовые фиксаторы. Зажим, отжим и поворот головки с электромеханическим приводом (рис. 126, а) осуществляются электродвигателем 1 с помощью редуктора, состоящего из двух пар цилиндрических зубчатых колес 15 и 2, 13 и 14 и червячной передачи 12 и 3, а также полумуфт 5 и 6 с торцовыми зубьями. Предварительная фиксация головки осуществляется фиксаторами 9, окончательная — плоскими зубчатыми колесами 7 и 8.

Особенностью головки является наличие «плавающего» червяка 12. Его применение исключает необходимость установки муфты разгона. Превышение силы отжима над зажимом



a)



b)

Рис. 126. Револьверная головка:
 а — с электромеханическим приводом; б — с гидравлическим приводом

достигается ограничением силы зажима по сравнению с максимальной силой, развиваемой приводом (выбор электродвигателя производится по силе отжима), подбором соответствующей характеристики пружины 11, удерживающей червяк. Кроме того, осевое перемещение червяка используется для получения команды на отключение электродвигателя с помощью конечного выключателя 10.

Контроль за положениями головки осуществляется шестью конечными выключателями 4.

На рис. 126, б приведена конструкция револьверной головки с гидравлическим приводом. Поворот четырехпозиционной головки осуществляется гидроцилиндром 1 с подвижным штоком 2. На конце штока имеется качающийся упор 3, который с помощью зубцов 4 осуществляет поворот головки. При повороте один из зубцов скользит по грани штока, осуществляя предварительную фиксацию головки. Окончательная фиксация головки происходит при зажиме плоскими зубчатыми колесами 5 и 6. Цилиндры для отжима и зажима головки выполнены в самой головке. Отжим происходит при подаче масла в цилиндр 8, зажим — в цилиндр 9 (рис. 126, б).

Суппорты станков оснащаются микропереключателями для ограничения хода и для включения «ползучей» скорости при подходе к нулевому положению. В суппортах станков с наклонными и вертикальными станинами устанавливаются противовесы поперечного суппорта для уменьшения износа поперечного ходового винта и повышения плавности движения.

Станины токарных станков с ЧПУ оригинальной компоновки отличаются большей жесткостью, чем станины универсальных станков. К направляющим станин предъявляются повышенные требования по точности и износостойкости. Большое распространение среди станков с ЧПУ получили станины со стальными закаленными, накладными направляющими и чугунные с поверхностной закалкой направляющих.

Вследствие того что в станке имеются источники импульсных нагрузок, возникающих при переключении скоростей, позиционировании, разгоне суппортов, конструкция станка должна быть устойчива по отношению к этим источникам колебаний. Одним из способов повышения устойчивости является применение пустотелых оснований, залитых бетоном, что повышает жесткость несущих конструкций, смещает центр тяжести станка вниз и увеличивает его вес, делая станок нечувствительным к импульсным нагрузкам.

Шпиндели и задние бабки токарных станков с ЧПУ мало отличаются от подобных механизмов многолезковых станков. Основные требования к ним: высокая жесткость и виброустойчивость. Если станок предназначен для нарезания резьбы, то необходим датчик угла поворота, который получает вращение от шпинделя.

ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМ ЦИФРОВОЙ ИНДИКАЦИИ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ В ТОКАРНЫХ СТАНКАХ

Одним из средств резкого увеличения производительности труда и облегчения работы станочника является оснащение станков системами цифровой индикации перемещений (СЦИ). В мировой практике имеется значительное количество токарных станков, оснащенных этими системами.

Применение СЦИ позволяет повысить производительность труда на 20—70%. По данным фирмы «Veridix» (США), применение СЦИ «Digiturn» на револьверном станке позволило повысить производительность труда на 25% при массовом производстве, на 45—50% — при мелкосерийном производстве, на 70% — при обработке единичных деталей.

Повышение производительности достигается в результате сокращения времени на необходимые расчеты при использовании лимбов, на пробные измерения, а также в результате облегчения работы станочника и сокращения брака. При этом повышается точность обработки в связи с меньшим количеством возможных ошибок, облегчением чтения размера на световом табло, исключением влияния на точность обработки износа механических измерительных средств. Рабочему достаточно сравнивать показатели на световой панели с размером деталей на выданной ему документации.

Приборы систем цифровой индикации разрабатываются в виде отдельных агрегатов, которые без особых переделок можно установить на любой токарный станок, находящийся в исправном состоянии. На рис. 127 представлен токарный станок 1И611П с системой цифровой индикации БИН-2. Блок индикации установлен на стойке, закрепленной на станине. На его лицевой панели находятся индикаторы поперечной и продольной координат со знаком плюс или минус на газоразрядных лампах; устройство предварительного набора (мультипереключатель), состоящее из десятичных переключателей, и две кнопки сброса показаний. На рис. 128, а показан один из вариантов установки датчиков положения на токарном станке с СЦИ. Датчик поперечной подачи 9 установлен на задней части каретки, датчик продольной подачи 8 — на задней стенке станины.

Поперечные салазки и каретки под действием сил резания могут перекашиваться в результате зазоров в направляющих и других соединениях, а также упругих деформаций отдельных деталей. Вместе с ними перекосу подвергается подвижной элемент датчика, вследствие чего возможно искажение сигналов датчика. Поэтому в некоторых случаях применяется «независимая» установка датчика с собственными направляющими. Связь подвижного элемента датчика с салазками или кареткой осуществляется таким образом, что их перекося не отражается на работе датчика.

На рис. 128, б изображена подобная установка индуктивного датчика для измерения перемещений поперечных салазок станка ИС-2. Блок датчика выполнен в виде отдельного узла, устанавливаемого на задней стенке каретки 2. Датчик состоит из винта 6, укрепленного в кронштейнах 4 и 7 и втулки 5, установленной соосно с винтом в стакане 1. Втулка со стаканом перемещается по специальному шариковым направляющим, ось которых парал-

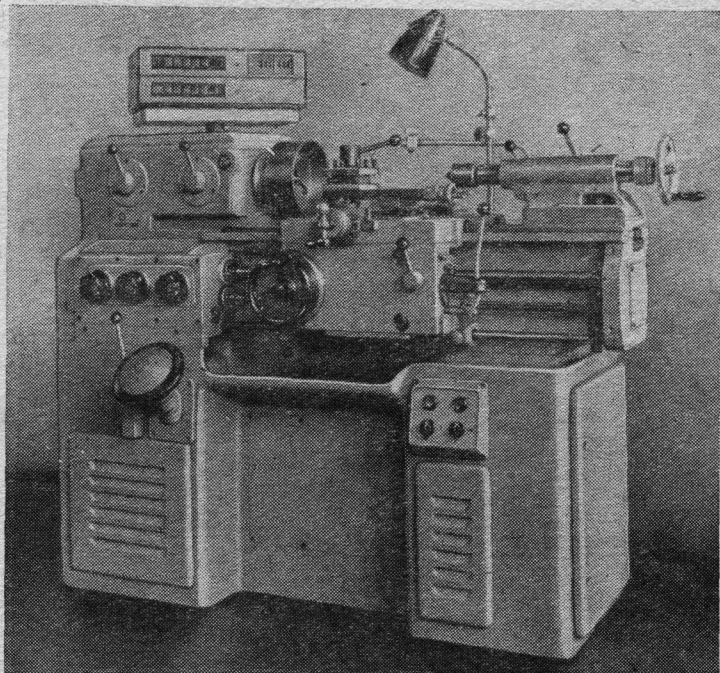


Рис. 127. Установка блока СЦИ на токарном станке

ельна оси направляющих поперечных салазок. Втулка датчика связана с салазками стержнем 3. Перекосы салазок, несущих резцедержатель с инструментом, на втулку не передаются.

Для обработки деталей с заданным диаметром с использованием СЦИ необходимо на индикаторе поперечных салазок набрать размер диаметра, соответствующего первоначальному положению резца. Его значение можно определить, производя предварительное обтачивание и измерив полученный размер диаметра. При последующей обработке деталей показания индикатора будут соответствовать их диаметрам. Станочник в любое время может повторно проверить очередную деталь каким-либо другим методом и внести коррективы на износ инструмента в показания индикатора.

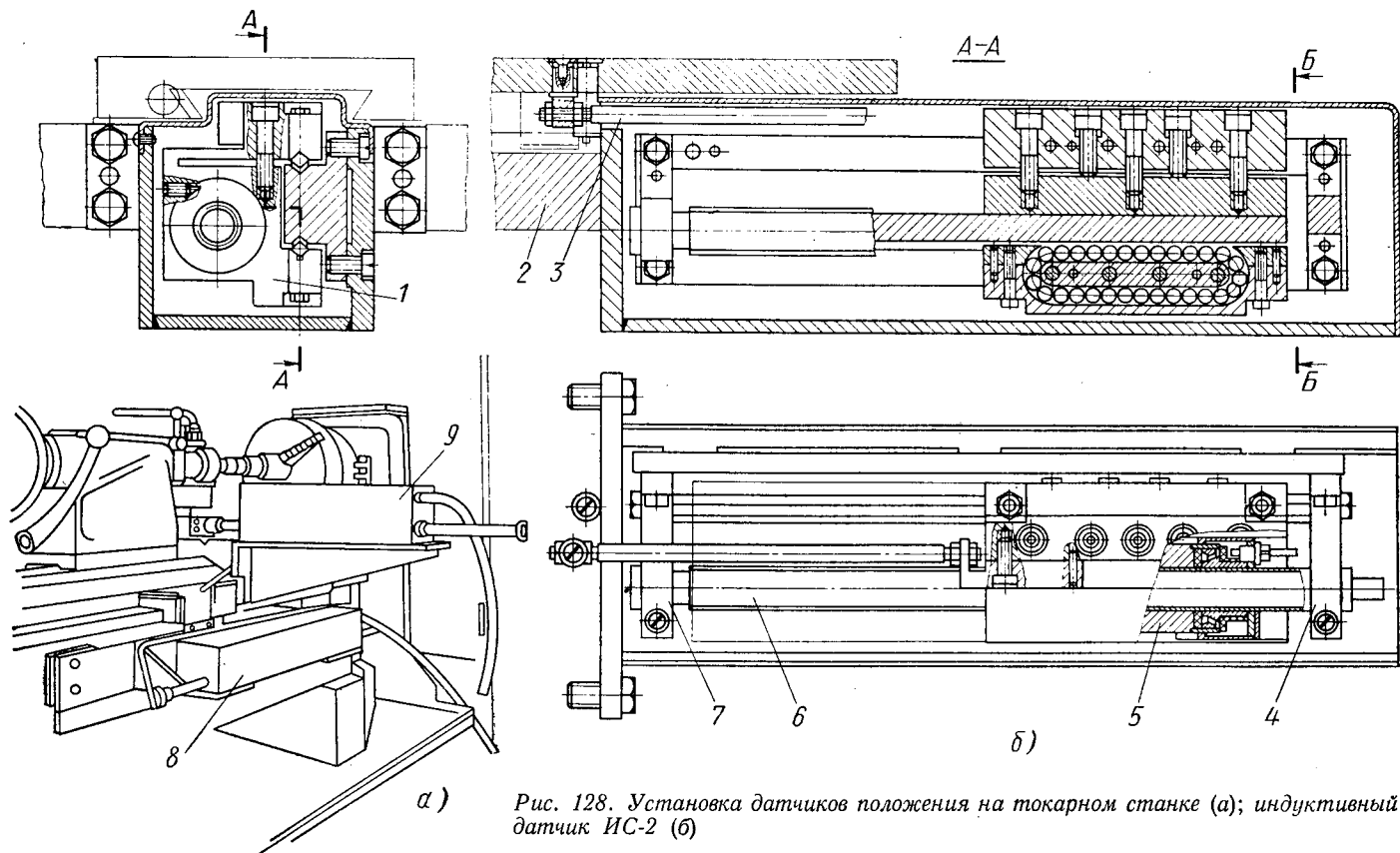


Рис. 128. Установка датчиков положения на токарном станке (а); индуктивный датчик ИС-2 (б)

Пользование индикацией при продольных перемещениях аналогично.

В случае, когда размеры по длине задаются не от крайнего торца, а в виде ступеней, целесообразно в плоскости перехода на следующую ступень снимать показания индикатора, а обработку следующей ступени начинать с нового нулевого положения.

Наиболее распространенные и применяемые в токарных станках СЦИ могут различаться по следующим признакам.

1. По способу измерения — системы механические, оптические и электронные; последние две системы являются более совершенными и дают лучшие результаты по точности, удобству и другим признакам.

2. В электронных СЦИ используются принципы систем, применяемых в станках с программным управлением. Наиболее часто употребляемые в токарных станках электронные СЦИ по способу представления информации можно разделить на три группы: аналоговые, импульсные и кодовые.

3. По характеру информации (для обратной связи) об изменении положения исполнительных органов в СЦИ применяется как абсолютная система измерения, когда сигналы датчика дают информацию о положении органов станка относительно определенного начала отсчета перемещений, так и система в приращениях (инкрементная), фиксирующая лишь приращения пути и изменение положения исполнительного органа. Последние системы несколько проще и дешевле абсолютных.

При отсчете отдельных приращений хотя и можно легко изменить начало отсчета, но при этой системе имеется несколько большая вероятность получения неправильной информации, так как для определения положения исполнительных органов в этом случае считается число импульсов или сравниваются сигналы по фазе.

4. Датчики могут быть установлены непосредственно на подвижных деталях станка — при линейных на каретке, салазках или при круговых датчиках на ходовом винте или зубчатом колесе, сцепленном с рейкой, и для их перемещения используются отдельные дополнительные направляющие, сделанные для СЦИ (последний вариант лучше, так как в этом случае на показателях не сказывается износ и деформации частей станка).

5. Отсчет размеров можно вести по положениям подвижных частей станка относительно неподвижных без использования передаточных механизмов и с применением промежуточных звеньев. В первом случае показатели позиционирования будут точнее в связи с исключением влияния на них погрешностей передаточных механизмов.

Разрешающая способность лучших оптических и электронных систем составляет порядка $0,0025$ мм и менее. При выборе системы и типа датчика необходимо учитывать, что разрешающая способ-

Характеристики систем цифровой индикации

Показатели	RQT	Cordax	mini Ax
	«Olivetti — Farrand» (Италия—США)	«Bendix» (США)	«Ferranti» (Англия)
Тип датчика	Индуктосин	Оптический импульсный	Оптический
Разрешающая способность в мм.	0,001	0,0025	0,0025
Точность в мм	±0,0025	—	—
Диапазон измерения в мм	±999,999	±999,999	—
Максимальная скорость в м/мин	6	76,2 *	5,08

* При разрешающей способности 0,025 мм.

ность должна составлять $\frac{1}{5} - \frac{1}{10}$ требуемой точности позиционирования. Наибольшее распространение в качестве линейных датчиков в СЦИ токарных станков получили индуктивные и оптические датчики. В табл. 9 приведена характеристика некоторых распространенных СЦИ.

РАСШИРЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

Расширение технологических возможностей токарных станков достигается: 1) созданием комбинированных станков, выполненных из нескольких агрегатов, 2) созданием размерных модификаций с увеличенным диапазоном размеров обрабатываемых деталей и 3) оснащением выпускаемых или эксплуатируемых станков дополнительными комплектами и агрегатами с определенными кинематическими связями.

В первом и третьем случаях расширение технологических возможностей станков достигается как для выполнения работ основного технологического назначения, так и работ, несвойственных токарным станкам.

КОМБИНИРОВАННЫЕ СТАНКИ

Комбинированные станки состоят из нескольких взаимосвязанных обрабатывающих агрегатов и имеют переменную высоту центров. Такие станки, используемые в различных передвижных и стационарных мастерских, изготавливает Алма-Атинский станкостроительный завод им. XX лет Октября.

Изображенный на рис. 129, а—г станок 1М95 этого завода состоит из токарно-фрезерного агрегата с переменной высотой центров, и вертикально-сверлильного агрегата. Токарно-фрезерный агрегат отличается от обычного токарного станка тем, что переднюю 3 и заднюю 6 бабки устанавливают и крепят винтами на вертикальных стойках 4 и 7. Бабки могут перемещаться по стойкам вверх или вниз при вращении валика 1 и винта 8; таким образом устанавливается необходимая глубина фрезерования и долбления. Детали устанавливаются на столе-суппорте 5 с Т-образными пазами. Применение проставки между продольными и поперечными салазками дает возможность установить резцедержатель на уровень высоты центров, вследствие чего достигается увеличение диапазона размеров обрабатываемых деталей.

Привод на шпиндель вертикально-фрезерной головки (рис. 129, в) осуществляется от шпинделя передней бабки с помощью одной цилиндрической и одной конической зубчатых пар. Оправку с фрезой для горизонтального фрезерования (рис. 129, г) уста-

навливают непосредственно в конусное отверстие шпинделя передней бабки и затягивают шомполом и гайкой.

Установка долбежного приспособления (рис. 129, б) на станке осуществляется аналогично установке вертикально-фрезерной головки. Привод осуществляется от шпинделя передней бабки с помощью одной пары зубчатых колес. Сверлильный агрегат 2 смонтирован на стенке передней бабки, имеет отдельный привод и может работать независимо от токарно-фрезерного агрегата.

Наличие различных агрегатов и приспособлений и переменная высота центров делают этот станок широко универсальным, однако из-за отсутствия специализации технический уровень их (степень автоматизации, точность, жесткость и т. д.) относительно невысок. Поэтому применение комбинированных станков наиболее целесообразно лишь в передвижных ремонтных мастерских (на судах и автомашинах), а также в стационарных мастерских, работающих в условиях единичного производства, со значительной номенклатурой обрабатываемых деталей.

РАЗМЕРНЫЕ МОДИФИКАЦИИ

Увеличение диапазона размеров обрабатываемых деталей достигается не только в комбинированных станках, но и в некоторых токарных станках с увеличенным и максимальным диаметром обработки и длиной, являющихся размерными модификациями базовых моделей станков. В станках с увеличенной высотой центров за счет подъема шпиндельной бабки используются механизмы станков, рассчитанных на обработку деталей меньших диаметров. Поэтому эти модификации, как правило, имеют двигатель той же мощности, что и базовый станок, и называются облегченными станками. Увеличение диаметра обработки достигается в результате установки проставки между корпусом передней бабки и станиной, между продольными и поперечными салазками, а также замены мостика задней бабки на более высокий. Увеличение диаметра обработки в облегченных станках производится на один размер ряда, т. е. в 1,26 раза.

Для обработки партии барабанов диаметром 3 м создан агрегат АТ-1 из станков 163 и 164 соответственно для обработки деталей диаметром до 630 и 800 мм.

Агрегат АТ-1 (рис. 130) состоит из передней бабки 5 и задней бабки 10, снятых со станка 164 и установленных на железобетонных стойках 1 и 13, и станка 6 мод. 163, установленного перед указанными бабками на другом фундаменте. Крепление бабок 5 и 10 на стойках осуществлено с помощью переходных плит 3 и 11 и фундаментных болтов 2 и 12. Оси центров бабок 5 и 10 совмещены с осью центров станка 163 путем поднятия стоек на 400 мм над уровнем пола. Установка барабана на центр бабок 5 и 10 осуществляется в котловане, выкопанном между стойками. Дно и стенки котлована укреплены железобетоном. Привод на

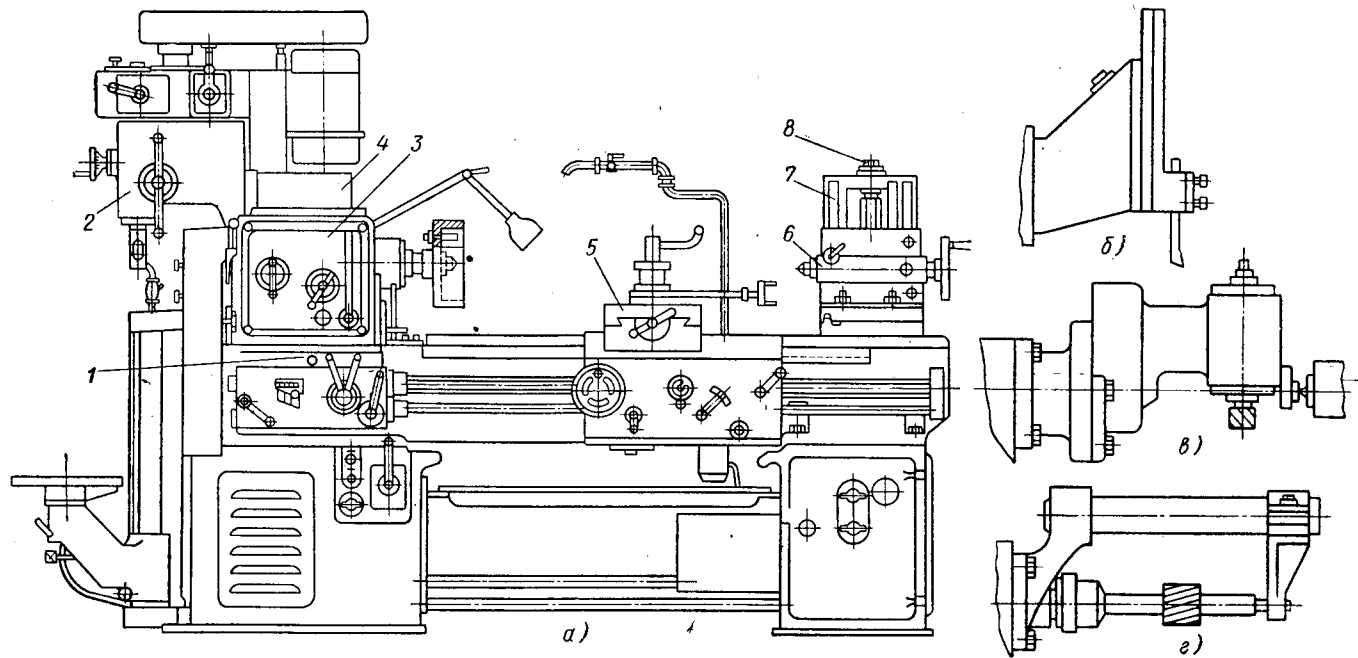


Рис. 129. Комбинированный станок мод. 1М95.

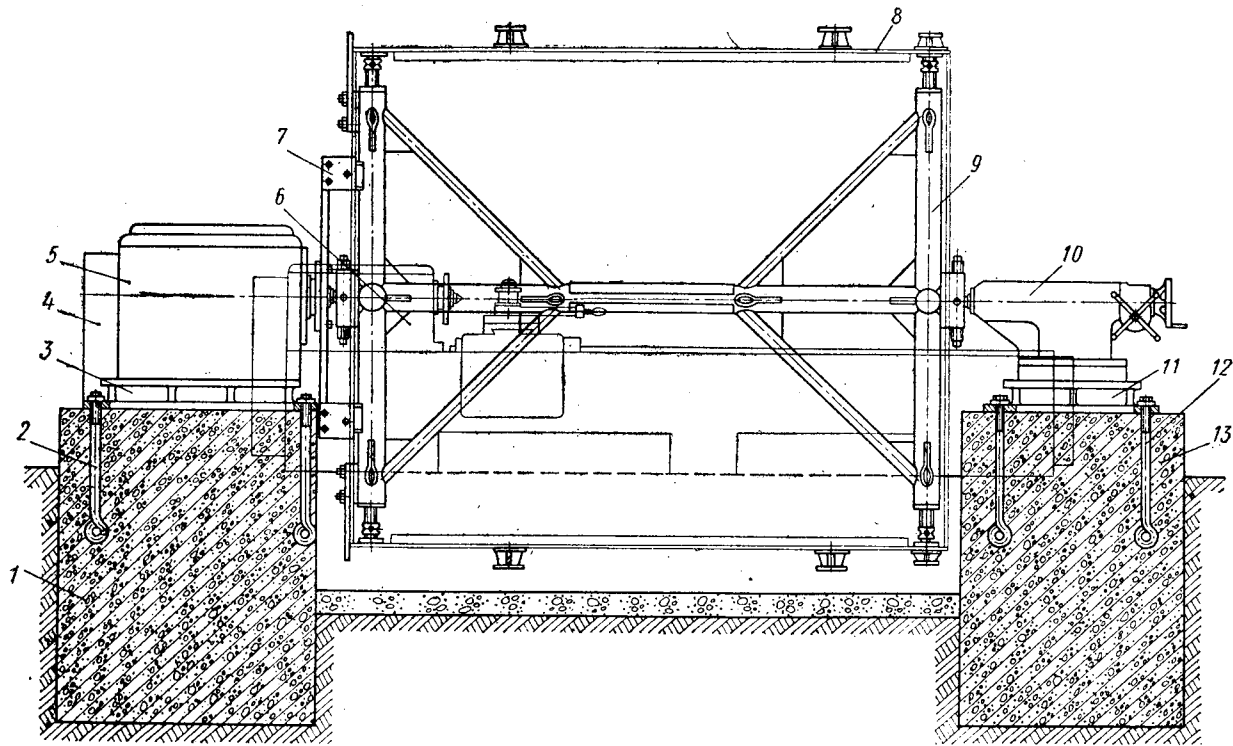


Рис. 130. Токарный агрегат мод. АТ-1

шпиндель бабки 5 осуществляется от индивидуального электродвигателя, установленного на стенке стойки 1 с помощью ременной передачи, закрытой кожухом 4. В связи с тем, что момент инерции барабана 8 большой, для повышения долговечности зубчатых колес предусмотрен плавный разгон шпинделя с барабаном путем изменения частоты вращения электродвигателя постоянного тока. Барабан устанавливают на крестовине 9 и приводят во вращение поводком 7. Для обеспечения необходимого вылета резцов на станке 6 установлен резцедержатель и применены удлиненные державки резцов.

УСТРОЙСТВА, РАСШИРЯЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

Устройства и приспособления, расширяющие круг работ, выполняемых на станке, в большинстве случаев проектируются вместе со станком, а изготавливаются и поставляются заводом-изготовителем станка или специализированными заводами. С помощью таких устройств осуществляется обработка конических и сферических поверхностей, нарезание специальных многозаходных резьб, обработка нежестких деталей и т. д. [26, 62]. Иногда токарные станки оснащаются устройствами для выполнения таких операций, как фрезерование, шлифование, строгание, долбление, протягивание, обработка некруглых поверхностей и т. д.

МЕХАНИЧЕСКИЕ КОПИРОВАЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Механические копируемые устройства применяются для обработки ступенчатых, конических и фасонных поверхностей [34]. Ограничимся рассмотрением универсальных устройств (конусных линейек) для обработки конических поверхностей. Обработка конических поверхностей с помощью конусных линейек является одним из удобных и производительных способов. С помощью конусных линейек обрабатываются конические поверхности с углом конуса до 12° . С их помощью возможно также нарезание конических резьб. Конусные линейки нашли применение в малых и средних токарных станках. Их установка осуществляется на противоположной от рабочей стороне станка, а закрепление — на задней стенке станины или каретки. Наилучшие результаты обработки конической поверхности по прямолинейности получаются на станках, у которых задняя направляющая для каретки призматическая, что объясняется меньшими перекосами каретки в этих станках.

На рис. 131 изображена конусная линейка, установленная на задней стенке станины в Т-образных пазах, по которым она может перемещаться вдоль станка. Линейка не имеет подвижных салазок для продольного перемещения, поэтому конструкция ее проще, а жесткость несколько выше, чем у конструкций с подвижной

ползушкой. Недостатками таких линейек являются необходимость отсоединения поперечных салазок от ходового винта, необходимость трудоемкой обработки задней стенки станины, кроме того, система не является замкнутой. Поэтому наибольшее распространение получили конусные линейки с установкой и креплением их на задней стенке каретки. В этих линейках сила резания и сила, возникающая в соединении ползун—линейка, замыкаются на каретке, что разгружает направляющие станины, уменьшает подъем и перекос каретки при ее перемещении во время работы.

Необходимость в обработке задней стенки станины в этом случае также отпадает.

Соединение поперечных салазок с ползуном, скользящим по линейке, осуществляется телескопическим винтом, устанавливаемым вместо обычного с заменой ряда других деталей. В линейках такого типа поворотную линейку устанавливают на салазках с продольными направляющими, удерживаемых от смещения при движении суппорта с помощью тяги и кронштейна, закрепленного на станине.

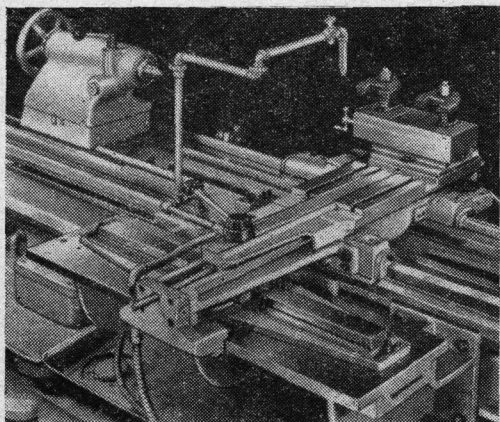


Рис. 131. Конусная линейка с креплением на станине

На рис. 132 показана линейка с вертикальным расположением направляющих салазок. Однако увеличенное расстояние от оси винта до оси направляющих салазок, свойственное этой конструкции, а также необходимость демонтажа суппортных частей при установке линейки с заменой ряда деталей, привела к созданию линейки, показанной на рис. 133.

Изменение формы корпуса линейки 3 позволило салазке 4, несущей поворотную линейку, выполнить горизонтальными и тем самым сократить расстояние от винта 2 поперечных салазок до оси направляющих. Применение удлинителя 1 для винта поперечных салазок устраняет необходимость его замены на более длинный с соответствующей заменой ряда других деталей при постановке линейки на станок.

Особенностью этой линейки является наличие шариковых направляющих для перемещения в поперечном направлении сухаря, связанного с ползуном, вследствие этого повысилась плавность малых перемещений сухаря и, как результат, прямолинейность образующей конуса при точении. Вследствие малой длины хода сухаря шариковые направляющие выполнены без каналов

возврата шариков. Для повышения качества обрабатываемых конических поверхностей направляющие качения целесообразны как для ползуна, так и для салазок линейки. Линейки с подобными направляющими изготавливает для токарных станков, например, фирма «Morgan» (США). В этих линейках направляющие качения в соединениях ползун—линейка и салазки—корпус выполнены с применением шариковых подшипников, установленных на осях с эксцентриситетом. При повороте этих осей устраняется зазор и создается необходимый натяг в подвижных соединениях.

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ КОПИРОВАЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Электроконтактное копирование применяется преимущественно на станках, у которых в цепях продольных и поперечных подач имеются электромагнитные муфты. Эти станки снабжаются специальными устройствами для установки электроконтактного датчика.

На рис. 134 изображено электрокопировальное устройство станка 1А670, выпускаемого Краматорским заводом тяжелого станкостроения. Это устройство крепится в Т-образных пазах поперечных салазок *б*, которые одновременно служат для установки датчика обра-

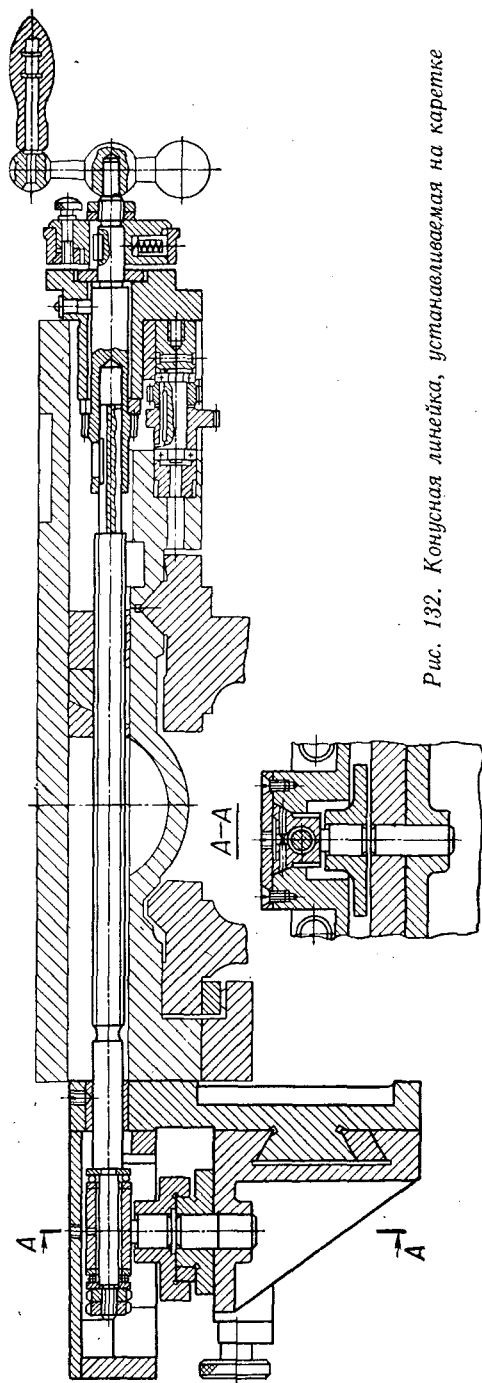


Рис. 132. Конусная линейка, устанавливаемая на каретке

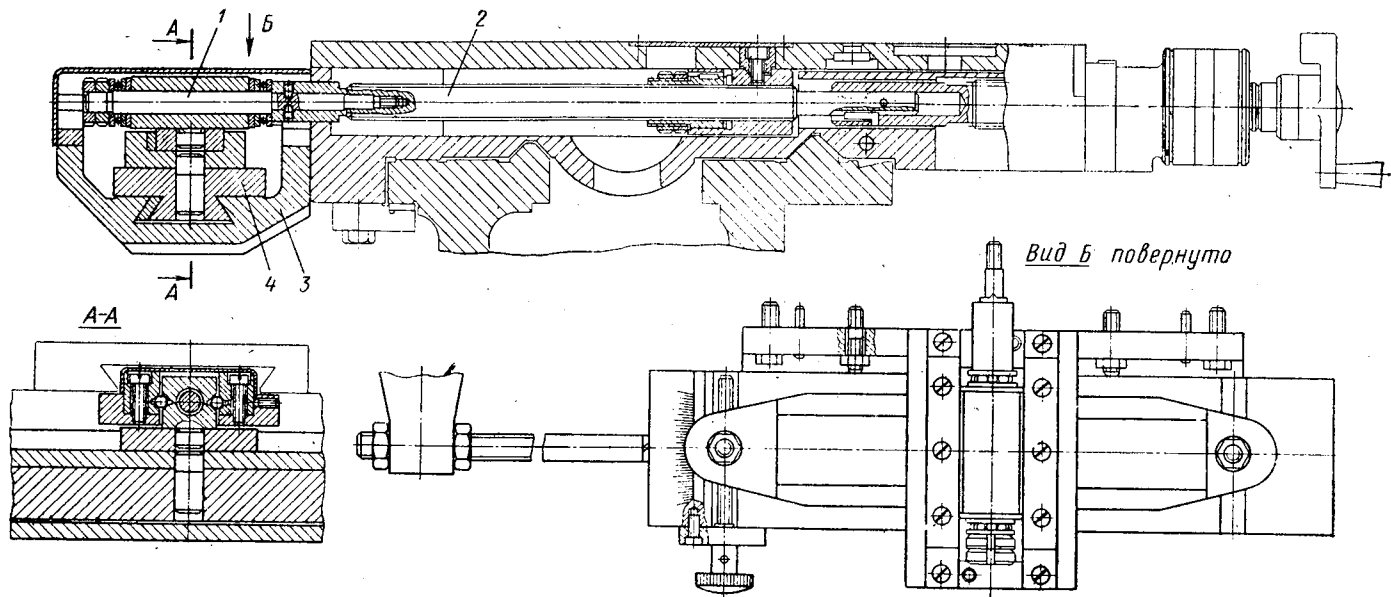


Рис. 133. Конусная линейка станка мод. 16Б11П

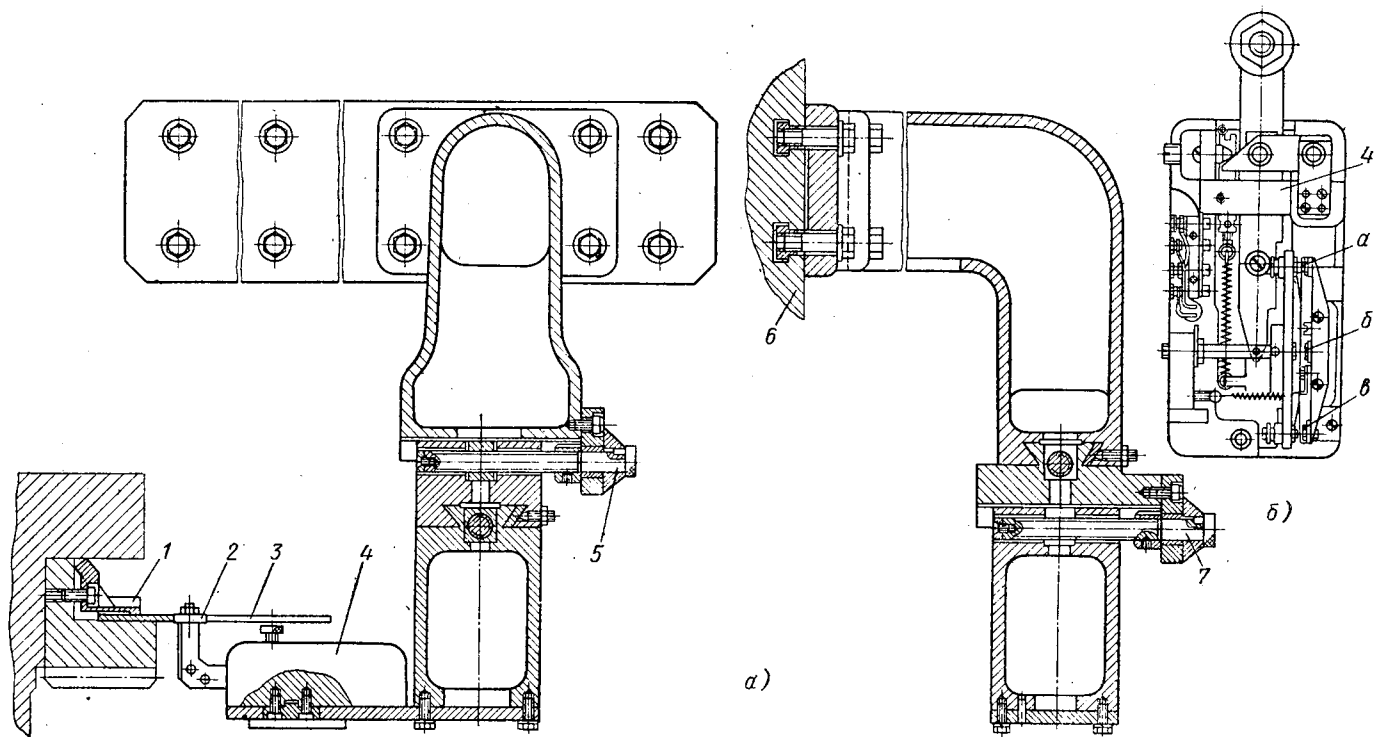


Рис. 134. Электрокопирующее устройство:
 а — общий вид; б — датчик

батываемой детали. Наладка устройства производится с помощью винтов 5 и 7, осуществляющих его перемещения в продольном и поперечном направлениях. Копир 3 крепят на рейке станины с помощью рычагов 1. Ролик 2 датчика 4, перемещаясь по копиру, последовательно включает электромагнитные муфты, которые, работая в импульсном режиме, перемещают суппорт с резцом по заданному профилю. В качестве задающей подачи в станке принята продольная подача. Муфты продольной подачи управляются контактами б датчика.

В качестве копирующей принята поперечная подача. Муфты поперечной подачи управляются контактами а (подача вперед) и в (подача назад). При копировальном режиме контакты а включают поперечную подачу вперед, и датчик с суппортом перемещается к копиру. При встрече с ним замыкается контакт б, включая муфту продольной подачи; при дальнейшем перемещении вперед размыкается контакт а и отключается муфта подачи вперед; происходит продольное перемещение влево или вправо, в зависимости от выбранного режима копирования. При подходе к выступу копира щуп датчика отклоняется в сторону, при этом замыкается контакт в, включающий муфту перемещения назад. При дальнейшем отключении щупа размыкается контакт б и отключается продольное перемещение; происходит движение только назад.

Электромагнитное копирование на станке 1А670 позволяет получить шероховатость $\nabla 4$ — $\nabla 5$ и точность по профилю порядка 0,1 мм. Аналогичные данные получаются на станках 1А660 и 1А665.

Обработка фасонных поверхностей на токарном станке общего назначения выполняется либо с помощью специальных резцов, либо с помощью копировальных и других приспособлений. Поворотные приспособления применяют для обработки точных сферических поверхностей, имеющих радиусы более 10—15 мм (до 3-го класса точности). Приспособление чаще всего представляет собой поворотный стол с резцедержателем, который устанавливают на поперечные салазки суппорта (вместо поворотной части с продольными салазками). Поворот стола осуществляется на стальной закаленной оси с помощью червячной пары маховиком, посаженным на ось червяка. Радиус обрабатываемой сферы изменяется смещением поперечных салазок с помощью лимба. Вращение стола осуществляется вручную или механически. Имеются и другие приспособления, в которых круговое движение резца осуществляется путем механической подачи поперечного суппорта [53].

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

Проектируемый токарный станок обычно предусматривается утвержденным типажом, который составляется на основе научного прогнозирования развития станкостроения, а также с учетом задач, поставленных в государственных планах по повышению производительности и точности обработки в машиностроении и запросов отраслевых Министерств и заводов. При проектировании станков чаще всего ведется создание не отдельных обособленных образцов, а групп (гамм) станков, родственных по технологическому назначению и имеющих различные модификации по степени универсальности, автоматизации, точности и т. д.

В этом случае проектируемый образец создается на основе базового станка с использованием унифицированных комплектов и деталей или он проектируется как базовый и в этом случае в его конструкции необходимо предусмотреть возможности использования деталей и сборочных комплектов от него для намечаемых модификаций.

ВОПРОСЫ ЭКОНОМИКИ, УЧИТЫВАЕМЫЕ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

При выборе привода, проектировании кинематической схемы и компоновки станка, кроме вопросов технической целесообразности, учитываются и вопросы экономики. Так же, как при проектировании станка, при проектировании всех агрегатов и деталей желательно добиваться более длительного сохранения стабильной точности обработки при возможно более высокой производительности станка, дешевизны изготовления и эксплуатации, удобства и безопасности обслуживания, долговечности и надежности работы.

Этому способствует выбор конструкции с минимальным количеством звеньев в кинематической цепи и максимальной унификацией деталей привода. В этом случае могут быть различные и почти равноценные в техническом отношении варианты, из числа которых необходимо сделать обоснованный выбор. Экономически обоснованный выбор варианта может быть сделан с помощью сопоставления приведенных затрат при различных вариантах [70, 31]; для ориентировочных расчетов — с помощью выражения $C_1 +$

$+ K_n K_1 \cong C_2 + K_n K_2$, где C_1 и C_2 — соответственно годовые эксплуатационные расходы при работе станков 1-го и 2-го вариантов с учетом расходов на амортизацию, ремонт, электроэнергию и материалы; K_1 и K_2 — стоимость станков 1-го и 2-го вариантов — нормативный коэффициент эффективности затрат ($K_n = 0,15 \div 0,2$). Из числа элементов привода решающее влияние на стоимость при выборе вариантов могут иметь следующие факторы: тип привода и способы регулирования частоты вращения шпинделя и подач (механический, с регулируемым электродвигателем, гидравлический, варианты конструкций коробки скоростей, коробки подач, фартука); тип электродвигателя по частоте вращения, применяемому току, характеру регулирования, схеме присоединения и т. д.; характер передачи от электродвигателя к шпиндельной бабке (передачи зубчатые или ременные, текстропными ремнями, плоскими синтетическими, зубчатыми и т. д.); расположение органов регулирования (только в шпиндельной бабке или с применением раздельного привода при расположении звеньев регулирования и в шпиндельной бабке и в редукторе, размещенном в тумбе станка); конструкция коробки скоростей, конструкция шпиндельного узла и подшипников; способы реверсирования и торможения шпинделя; способ изменения частоты вращения и подач, конструкция муфт и тормозов.

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ЦЕПЕЙ ГЛАВНОГО ПРИВОДА, ПОДАЧ И ШПИНДЕЛЬНЫХ БАБОК

Основными показателями технической характеристики токарных станков являются следующие: наибольший диаметр обрабатываемой детали над станиной, наибольшая длина обрабатываемой детали, наибольшая частота вращения шпинделя n_{\max} , наименьшая частота вращения шпинделя n_{\min} , пределы продольных подач, нарезаемые резьбы (пределы шагов резьб), диаметр отверстия в шпинделе, размер конуса для центров в шпинделе (номера конусов Морзе для D до 800 мм по ГОСТу 13214-67, для больших диаметров — по ГОСТу 7344—55), мощность электродвигателей, установленных на станок, сечение державки резца, вес станка без электрооборудования.

Основные параметры и размеры токарных станков стандартизированы по геометрическому ряду с $\phi = 1,26$, некоторые размеры — по ряду с $\phi = 1,41$.

Максимальная и минимальная частота вращения и предел ее регулирования (n_{\max} , n_{\min} и R_n) определяются по известным формулам из курса «Металлорежущие станки» [3, 4, 29]. Однако при их расчете необходимо учесть ряд соображений. Развитие современных машин приводит к интенсификации их нагрузок, скоростей, давлений и т. д. Это вызывает необходимость применения в машинах все более упрочненных, в ряде случаев более вяз-

ких, материалов, обработка которых на станках вызывает известные трудности.

Поэтому наряду с общей тенденцией непрерывного повышения производительности обработки на металлорежущих станках в результате увеличения скоростей резания приходится сталкиваться с необходимостью снижения скорости резания в условиях обработки труднообрабатываемых сталей. По некоторым данным [57] это снижение доходит до 2—2,5 раз по сравнению с наиболее часто применяемыми скоростями резания. В связи с дальнейшим увеличением производства высокопрочных, жаропрочных и кислотоупорных сталей в ряде случаев имеет место уменьшение нижнего предела скоростей резания для сохранения оптимальной стойкости дорогих режущих инструментов; например, при нарезании резьб в особо тяжелых условиях могут быть случаи обработки со скоростью до 2,5 м/мин. Вместе с тем на токарных станках производится полустовая, а иногда и чистовая обработка цветных металлов и сплавов со скоростями порядка 500—600 м/мин.

Таким образом, для токарно-винторезных станков могут применяться скорости резания v_{\min} порядка 2,5 м/мин и v_{\max} порядка 500 м/мин и более. Работами, проведенными в ЭНИМСе, установлено, что возможности станков по диапазону обрабатываемых диаметров используются не полностью, например в станках с наибольшим диаметром обработки $D = 320—630$ мм до 90% обрабатываемых деталей находятся в пределах от D до $\frac{D}{4}$. Исходя из этого можно рекомендовать для расчета предельных частот вращения $R_d = \frac{D}{D_{\min}} = 4$. При указанных значениях скоростей резания и расчетных диаметров необходимый диапазон регулирования

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} \frac{D}{D_{\min}} = \frac{500 \cdot 4}{2,5} = 800.$$

Создание привода главного движения с таким диапазоном регулирования при достаточно высоком к. п. д., низком уровне шума и с высокой приспособляемостью шпинделей к режимам смазки подшипников вызвало бы известные трудности. Вместе с тем из числа обрабатываемых на токарных станках деталей лишь 17% имеют резьбу [10]. Затраты времени на резьбонарезание составляют в среднем 5% времени всех токарных работ [36].

Поэтому диапазон регулирования, как правило, значительно сужается. В связи с этим является целесообразным создание модификаций с различными значениями n_{\min} и n_{\max} . Для медленного поворота шпинделя при измерениях и переключениях применяется толчковая кнопка в приводах с электродвигателем переменного тока и «ползучая скорость» — в приводах с электродвигателем постоянного тока. В некоторых случаях заводы и станкостроительные фирмы для сохранения технологических возможностей станка при уменьшении диапазона регулирования по жела-

нию заказчика выпускают станки со смещенными числами оборотов вверх или вниз, обычно на ϕ или 2ϕ .

Анализируя существующие конструкции, можно сказать, что пределы регулирования частоты вращения для универсальных токарно-винторезных станков не выходят за $R_n = 200$, чаще всего $R_n = 50 \div 100$.

При выборе мощности главного привода необходимо учитывать статистические данные по использованию мощности в существующем парке станков. Изучение режимов нагружения токарно-винторезных станков, работающих в отечественном машиностроении [45], показало, что станок

Таблица 10

Мощности электродвигателей отечественных и зарубежных станков

Наибольший диаметр обрабатываемого изделия в мм	Мощности электродвигателей станков в кВт	
	отечественных	зарубежных
250	3	1,8—2,2
320	4,5	2,24—3,8
400	10	4,2—8,0
500	10	7—10
630	14	17—19
800	20	18—24
1000	28	22,4—30

в среднем 80% времени работает при использовании 0,25 номинальной мощности и 90% — при использовании 0,5 мощности. Имеются также данные, что в зарубежной практике до 87% времени универсальные токарные станки работают с нагрузкой, составляющей 0,25 номинальной мощности, и до 95% — с использованием 0,25—0,5 мощности.

Мощности применяемых электродвигателей большинства токарных станков примерно соответствует данным табл. 10 [63]. Используя эти данные, можно избежать неоправданного завышения мощности привода

главного движения. Необходимо стремиться к тому, чтобы коробки скоростей могли передавать и использовать полную мощность привода на частотах вращения шпинделя станка. Это приводит к увеличению усилий P в звеньях коробки при снижении скоростей v , так как без учета к. п. д. $P_1 v_1 = P_2 v_2 = P_n v_n = \text{const}$.

Расчет деталей по максимальному, крутящему моменту привел бы к необоснованному завышению размеров деталей и веса станков. В связи с этим в отечественном станкостроении установилась практика вести расчет деталей привода станков при $n_{расч} = n_{\min} \sqrt[4]{\phi^k}$ (где k — количество ступеней), т. е. при работе шпинделя на первой ступени второй снизу четверти диапазона частоты вращения (полная загрузка привода по мощности и моменту). Выше этой частоты вращения на всех ступенях будет передаваться постоянная мощность, ниже — постоянный крутящий момент.

В последнее время намечается практика увеличения $n_{расч}$. Фирма «VDF» проводит расчеты по моменту при частоте вращения

шпинделя, соответствующей первой ступени второй трети диапазона. Коэффициент полезного действия привода главного движения определяется на основании эмпирических формул. В стадии проектирования, когда кинематической схемы еще нет, ориентировочно минимальное значение к. п. д. принимается равным 0,75.

Выбор значений подач и резьб. Гребешки и микронеровности при обтачивании увеличиваются с ростом подачи (примерно пропорционально квадрату подачи) и поэтому для улучшения класса чистоты обработки выгодно иметь меньшие значения подач. С уменьшением величины подачи ухудшается равномерность перемещений суппорта. С учетом опыта современного станкостроения в отечественных станках новых гамм значения подач и шагов нарезаемых резьб для $D = 160 \div 200$ мм приняты соответственно 0,02—0,35 мм/об и 0,2—35 мм, для $D = 250 \div 320$ мм — 0,03—1,7 мм/об и 0,25—56 мм, для $D = 400 \div 500$ мм — 0,05—2,8 мм/об и 0,5—112 мм и для $D = 630 \div 1250$ мм — 0,09—5,6 мм/об и 0,5—112 мм.

Величины поперечных подач обычно берут в 2 раза меньше продольных. Пределы регулирования подач в современных токарно-револьверных станках колеблются в широких пределах: $R_s = 10 \div 60$ в зависимости от выбранного ряда резьб.

Диапазон регулирования R_s ряда подач в средних станках имеет следующие значения: 1И611П — 34; 1А616 — 17,8; 1Е61М — 7,5; 1А62 — 14,75; 1К62 — 14,8; 1624М — 28,6; 163 — 16 и 1А64 — 15; число ступеней $k_s = 24 \div 60$. Для станков средней гаммы принято $R_s = 15$.

Варианты в кинематической схеме. В том случае, если все переключаемые передачи находятся в шпиндельной бабке, привод шпинделя называется неразделенным. Если же все основные передачи, за исключением перебора, объединены в отдельную коробку скоростей, отделенную от шпиндельной бабки, привод называется разделенным.

Неразделенная конструкция привода главного движения дает некоторую экономию в весе и трудозатратах на изготовление.

Для точных станков применяется почти исключительно разделенный привод главного движения. При этом часть передач с зубчатыми колесами в главном приводе переходит в редуктор, в связи с этим повышается виброустойчивость станка и снижаются тепловые деформации. С этой точки зрения желательно все зубчатые передачи расположить в редукторе. Однако это возможно лишь для малых крутящих моментов из-за ограниченности тяговых возможностей существующих переменных передач. Для передачи больших крутящих моментов при низкой частоте вращения приходится применять большое количество ремней, что приводит к резкому падению к. п. д. станка на высоких частотах вращения, большим габаритам передачи и другим недостаткам.

Последнее обстоятельство исключает возможность применения разделенного привода в крупных токарных станках.

Тенденция к применению вынесенных коробок скоростей привела к созданию в ЭНИМСе серии унифицированных автоматических коробок скоростей (АКС) с мощностью приводного электродвигателя от 1,5 до 55 *квт* (см. стр. 149). Выносные коробки облегчают создание модификаций станков с регулируемым электроприводом, вариаторами и т. д. Применение двойных переборов в шпindelных бабках дает значительные преимущества для конструкции в связи с сокращением числа ремней, улучшением характеристик переходных процессов. Применение двойного перебора облегчает использование различных вариантов приводов с малым диапазоном регулирования.

Однако применение двойного перебора усложняет и удорожает конструкцию, поэтому в малых и некоторых средних токарных станках ограничиваются одинарным перебором. В этих станках применение одинарного перебора оказывается достаточным для разгрузки ременной передачи.

В случае, когда движение на шпindel передается через перебор, а движение на подачу или резьбу — от вала перебора, перебор выполняет одновременно функции звена увеличения шага. Поэтому передаточное число перебора должно быть целым числом.

Переборы в токарно-винторезных станках, используемые в качестве звена увеличения шага, имеют следующие передаточные отношения зубчатых колес: 1 : 4, 1 : 8, (1 : 10), 1 : 16 и их комбинации, например 1 : 4 и 1 : 16 (в случае двойного перебора) и т. д.

Очень часто деление при нарезании многозаходных резьб осуществляется с помощью одного из зубчатых колес перебора. В этом случае указанное зубчатое колесо должно иметь число зубьев, кратное наибольшему числу заходов резьб. Для этого обычно принимается колесо с числом зубьев 24, 36, 48, 60, 72 и 96. Существует два типа расположения зубчатых колес перебора: 1) передняя (от оси шпинделя к передней стенке шпindelной бабки), 2) задняя (к задней стенке шпindelной бабки).

Передняя раскатка зубчатых колес перебора приводит к частичной разгрузке шпindelных подшипников в результате некоторой компенсации вертикальной составляющей силы резания силой, возникающей от окружной силы на переборном зубчатом колесе. Конструктивно хорошо располагается в шпindelной бабке механизм реверса подач без прорыва dna коробки. Гитара размещается в одной плоскости с ременной передачей. В этом случае получаются более простые по форме кожухи для гитары и ременной передачи привода главного движения станка, улучшается компоновка станков, сзади остается место для электрошкафов, пультов и т. д. и упрощается управление зубчатыми колесами.

Недостатком передней раскатки является несколько худший доступ рабочего к патрону. Для устранения указанного недостатка обычно на шпindelных бабках делают скосы или «заужения» корпусов в головной части (рис. 135, а—в) или применяется специальный ключ для патрона — с удлиненным стержнем.

Недостатком передней раскатки является также закрытие передней направляющей корпусом шпиндельной бабки, в связи с чем ухудшается возможность ее чистки и смазки. В некоторых случаях возможно изменение виброустойчивости станка в связи с уравниванием сил резания силами, возникающими на переборном зубчатом колесе.

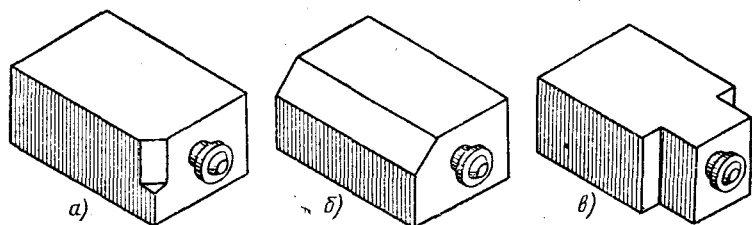


Рис. 135. Конфигурации шпиндельной бабки:

а — вертикальный скос; б — наклонный скос; в — суженная передняя часть

Задняя раскатка применяется большинством отечественных заводов. Устойчивость станка при резании тем выше, чем больше диаметр шпиндельного зубчатого колеса. В этом случае колебание крутящего момента будет вызывать меньшее изменение силы в зацеплении переборной пары.

Некоторые заводы и фирмы для лучшего размещения трензеля и гитары в случае задней раскатки перебора выполняют корпус шпиндельной бабки с наклонной передней стенкой (рис. 136, а). Эту стенку иногда выполняют наклонной сзади лишь на небольшой длине (рис. 136, б).

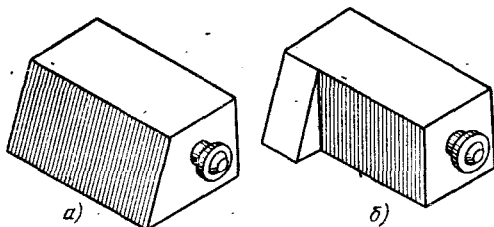


Рис. 136. Шпиндельная бабка с наклонной передней стенкой:

а — на всей длине; б — на части длины

Важным с точки зрения виброустойчивости станка является выбор расположения зубчатого колеса, передающего вращение на шпиндель. Рис. 137 иллюстрирует влияние расположения ведущего зубчатого колеса, при различных передаточных отношениях, на величину предельной стружки t_{np} [22]. Станок обладает наибольшей устойчивостью при резании в том случае, если ось перебора расположена в зоне угла, равного углу зацепления.

Расположение шкива на шпинделе. Компонровку и конструкцию деталей главного привода в значительной степени определяет положение приемного шкива шпиндельной бабки. В ряде токарных станков главным образом малого и среднего размера 1601 ($D = 125$ мм), 1604 ($D = 200$ мм), 1И611П ($D = 250$ мм), 1А616П

($D = 320$ мм) и др. приемный шкив расположен внутри шпиндельной бабки между опорами шпинделя или рядом с задней опорой. При этом, как правило, шпиндель разгружен от сил натяжения ременной передачи.

Расположение приемного шкива внутри шпиндельной бабки позволяет повысить виброустойчивость шпинделя, улучшить доступ к зубчатым колесам гитары, освободить конец шпинделя для

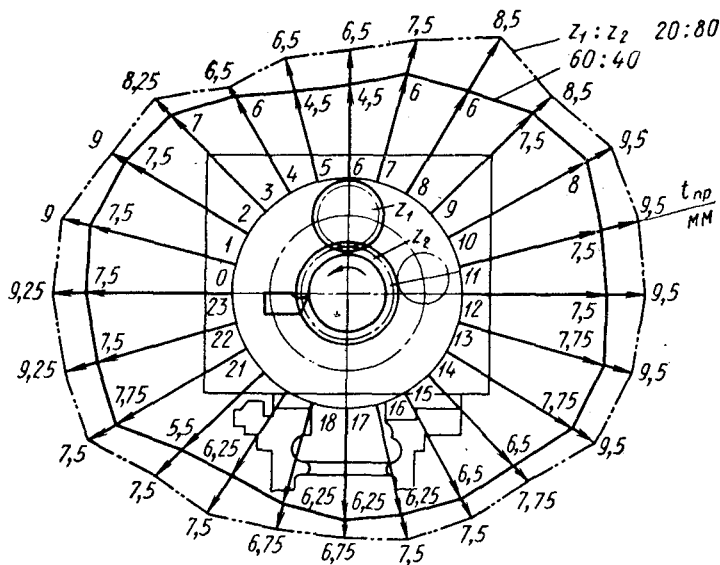


Рис. 137. Влияние расположения ведущего зубчатого колеса на величину предельной стружки:

1—23 — положения центра зубчатого колеса z , цифра в конце векторов — величина t_{np}

размещения навесных устройств (пневмоцилиндров, цанговых зажимов и т. д.). Станки с расположением шкива внутри шпиндельной бабки производили еще в то время, когда ремни шшивались на станке без разборки шпиндельной бабки и применялись главным образом подшипники скольжения, обладающие значительной податливостью. Между вкладышами и шейками шпинделя устанавливались значительные зазоры. Расстояние между опорами принимали до $7d$ (где d — диаметр шейки шпинделя) исходя из того, что увеличенное расстояние между опорами приводит к меньшим перемещениям переднего конца шпинделя в работе в результате зазоров, упругого отжатия и радиального биения подшипников. Однако подобное расположение шкива представляет большие неудобства в эксплуатации станков, так как для снятия ремней необходима частичная или полная разборка шпиндельного сборочного комплекта, что связано с затратами времени и приво-

дит к потере точности вращения шпинделя. Кроме того, защитить ременную передачу от попадания масла внутри шпиндельной бабки значительно труднее, чем при расположении вне ее. В отдельных конструкциях (станок 1А616) указанные трудности удастся уменьшить, и замена ременной передачи возможна без разборки шпиндельного сборочного комплекта, но с частичной разборкой комплекта шкива. Тем не менее, стремятся ременную передачу в станках данного размера выносить наружу. Помимо вышеуказанных трудностей, возникающих при расположении шкива внутри шпиндельной бабки, необходимо отметить, что при сокращении расстояния между опорами до (3—5) d расположение шкива (с разгрузкой шпинделя) внутри бабки становится трудновыполнимым из-за отсутствия места, особенно при наличии перебора.

Требования к цепи подач. Необходимость плучения на токарно-винторезных станках точных резьб и точной кинематической связи между шпинделем и ходовым винтом выдвигает ряд специфических требований к схеме и конструкции привода подач.

При обтачивании, которое ведется часто на высоких скоростях, зубчатые колеса, передающие движение от шпинделя к коробке подач, имеют высокую частоту вращения, шум которых в ряде случаев определяет характеристику станка. Возникает необходимость снижения числа оборотов этой передачи.

В практике передаточное отношение передачи от шпинделя к гитаре принимается в зависимости от кинематики привода подач и шага ходового винта равным $1/1 : 2/3 : 1/2$. Однако это снижение ухудшает точностные показатели кинематической цепи, так как для ряда основных (крупных) резьб необходимо сохранить передаточные отношения от шпинделя к ходовому винту не более $1 : 1$ и допущенное снижение числа оборотов на входе приходится компенсировать повышающей передачей на ходовой винт.

В станках имеются повышающие передачи (с учетом гитар): для 1И611П = $\frac{8}{5}$, для 1Е61М = $\frac{2}{1}$ и для 1624М = $\frac{15}{8}$ и $\frac{2}{1}$.

Таким образом, в одной и той же кинематической цепи нарушается равномерность редуцирования частоты вращения зубчатых колес привода подач (применяются повышающие и понижающие передачи), что приводит к снижению точности нарезаемых резьб. Для устранения этого в ряде современных конструкций точных токарных станков предусматриваются две параллельные передачи от шпинделя к коробке передач (см. рис. 39): для обтачивания — ременная, для резьб — передача зубчатыми колесами.

Отдельный привод для подачи при обтачивании необходим исходя и из других соображений. Точность обработки детали в значительной степени зависит от постоянства упругих деформаций станка, приспособления, инструмента, детали (системы СПИД) в процессе обтачивания. Для сохранения этого постоянства желательно, чтобы при перемещении резца по длине детали во время

резания сохранились величины составляющих сил резания. Так как при этом на различных участках может несколько изменяться припуск на обработку, твердость обрабатываемого материала и податливость детали, то для постоянства отжатий целесообразно работать с переменной подачей. Для этого применяются системы автоматического регулирования подачи (САР).

Применение этих систем повышает точность и производительность станка [52]. В этом случае для непрерывного изменения подачи могут применяться бесступенчатые механические вариаторы, регулируемые электроприводы постоянного тока и гидравлические передачи.

Так как нарезание резьб резцом на токарных станках составляет в среднем 5% от затрат времени на все токарные работы [36], то очевидна целесообразность выпуска, наряду с токарно-винторезными станками, различных модификаций токарных станков, не приспособленных для резьбонарезания, но зато высокопроизводительных и автоматизированных.

Основной ряд в коробках подач получается с помощью передвижных зубчатых колес или же с помощью конуса Нортон и накидного колеса. Работа последнего механизма связана с продольным перемещением накидного зубчатого колеса, для чего необходима прорезь в корпусе коробки для рычага, на котором размещено накидное зубчатое колесо.

В коробках с конусом зубчатых колес без указанной прорези необходимо устройство для перемещения накидного колеса, которое значительно усложняет конструкцию коробки подач. В связи с этим обстоятельством, а также с недостаточной жесткостью механизма накидного колеса, коробки подач с конусом Нортон находят все более ограниченное применение в современных станках. Однако при закрытой коробке подач имеется возможность создания улучшенных условий смазки деталей коробки. Детали коробки защищены от попадания пыли и грязи извне. В связи с указанными причинами коробки подач для нарезания резьб с передвижными зубчатыми колесами получили наибольшее распространение.

В коробках для нарезания резьбы применяются зубчатые колеса с корригированным зацеплением в связи с необходимостью получения точного шага нарезаемой резьбы и точного передаточного отношения при постоянных межцентровых расстояниях, а также в связи с желанием получить более компактную коробку с применением связанных зубчатых колес. Ряд стандартных резьб, для получения которого рассчитывается коробка подач, близок к геометрической прогрессии с $\varphi = 1,12$, хотя и с существенными отклонениями [7]. Передатки, обеспечивающие дробные передаточные отклонения, для основного ряда резьб располагаются вначале кинематической цепи, а затем следуют множительные передатки. Во многих коробках подач имеется звено обратимости, которое дает возможность нарезания дюймовых и метрических

резьб при одной настройке гитары путем переключения зубчатых колес в коробке.

При другой настройке гитары с использованием звена обратимости могут нарезаться модульные или питчевые резьбы. Для нарезания более точных резьб обычно предусмотрено соединение ходового винта с гитарой напрямую. Множительный механизм коробок подач в большинстве станков осуществляется посредством передвижных колес, а в некоторых, например станке 1624М, — с помощью механизма типа меандра, обеспечивающего передаточные отношения $\frac{1}{1}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{8}$, $\frac{1}{16}$.

Большое количество зубчатых колес в цепи коробки в станке 1624М является неблагоприятным фактором. В станках 1И611П, 163 и 1А64 коробка подач снабжена двухвальными передачами, в станках 1Е61М и 1А616 применяются трехвальные коробки. Коробки подач с двумя валами имеют увеличенные размеры по длине по сравнению с трехвальными.

Компоновка шпиндельных опор токарных станков. К шпиндельным опорам токарных станков предъявляется ряд требований: обеспечение минимального радиального и осевого биений, достаточная радиальная и осевая жесткости, виброустойчивость, относительно малое тепловыделение, стабильное сохранение оси вращения шпинделя, возможность регулирования зазора в подшипниках шпинделя (с наименьшей затратой времени), долговечность, малые потери на трение, возможно меньшие габариты, простота и дешевизна изготовления, сборки и ремонта и сохранение жидкостного трения в подшипниках скольжения; для точных станков — возможно меньшие тепловые деформации шпинделя в осевом направлении — в сторону детали.

В токарных станках в качестве шпиндельных опор находят применение как подшипники качения, так и подшипники скольжения. Подшипники качения имеют высокий к. п. д. При их сборке нет необходимости в ручной пригонке. Подшипники качения менее требовательны к смазке и обладают повышенной жесткостью. Они менее чувствительны к перекоосу. Существенным достоинством подшипников качения является то, что их изготавливают централизованно. Поэтому подшипники качения полностью заменяют подшипники скольжения в станках нормальной и повышенной точности и по мере освоения подшипников более высоких классов точности, таких, как СТ, по техническим условиям Всесоюзного научно-исследовательского института подшипниковой промышленности, находят все большее применение в станках высокой и особо высокой точности.

Наиболее распространенные варианты компоновок подшипников качения для шпинделей токарных станков изображены на рис. 138, а—д. Осевые силы, действующие на шпиндель, воспринимаются в переднем (рис. 138, а, б, г, д) или заднем (рис. 138, в) подшипниках. Упорные шариковые подшипники (рис. 138, а) применяются при

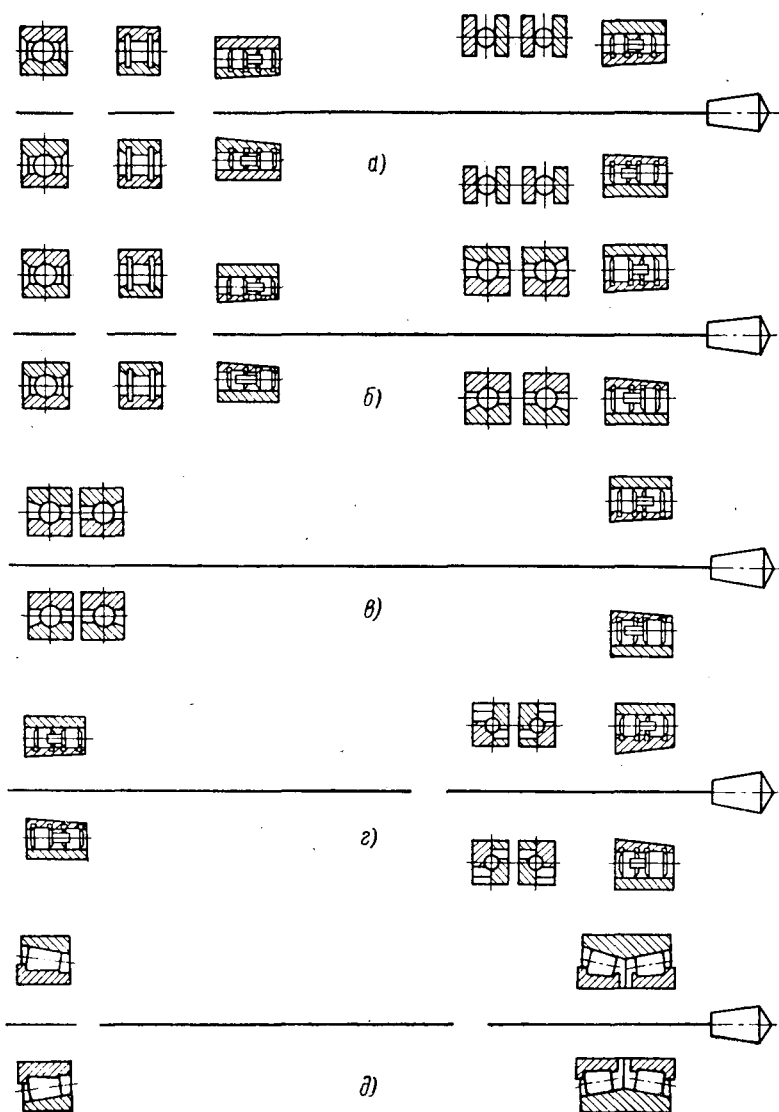


Рис. 138. Схемы компоновки подшипников качения для шпинделя:

a — два упорных подшипника в передней опоре; *б* — два радиально-упорных подшипника для восприятия осевой нагрузки расположены в передней опоре; *в* — осевая нагрузка воспринимается задней опорой (два радиально-упорных подшипника); *г* — два радиально-упорных подшипника для восприятия осевой нагрузки расположены в передней опоре; *д* — вариант с коническими подшипниками «Gamet»

больших осевых силах и невысокой частоте вращения, когда $dn_{\max} < 1,75 \cdot 10^5$, где d — внутренний диаметр подшипника в мм, а n_{\max} — наибольшая частота вращения шпинделя в об/мин [61].

При большой частоте вращения для восприятия осевых сил применяют упорно-радиальные подшипники (см. рис. 19) с углом контакта 60° (при $dn_{\max} \leq 3 \cdot 10^5$). Для высокоточных шпиндельных узлов рекомендуется применение опор, в которых для восприятия осевых и радиальных сил применяются (см. рис. 17) подшипники качения типа «Gamet» (при $dn_{\max} \leq 2 \cdot 10^5$). Однако эти подшипники отличаются повышенным тепловыделением.

Значительное влияние на конструкцию шпиндельного узла, на точность и виброустойчивость оказывает положение подшипников, воспринимающих осевую нагрузку.

При расположении подшипников, воспринимающих осевую нагрузку, в передней опоре (рис. 138, а, б, г, д), шпиндель разгружен от осевых сил, тепловые деформации шпинделя не сказываются на перемещении переднего конца шпинделя и на точности обработки, обеспечивается высокая демпфирующая способность передней опоры. Однако в этом случае увеличиваются размеры передней опоры и тепловыделение в ней. Такая конструкция рекомендуется для программных станков. Компоновку шпинделя с восприятием осевых сил в передней опоре имеют станки 1604 с $D = 200$ мм, 1П611 с $D = 250$ мм, 1В616 с $D = 320$ мм, 1А64 с $D = 800$ мм, 165 с $D = 1000$ мм и др.

При расположении подшипников, воспринимающих осевую нагрузку в задней опоре (рис. 138, в), значительно упрощается конструкция передней опоры и регулирование осевого зазора, уменьшается общее количество подшипников в высоких классах точности. Эта конструкция находит применение преимущественно в станках нормальной и повышенной точности (1И611П с $D = 250$ мм, 1А616П с $D = 320$ мм, 1К62 с $D = 400$ мм, 163 с $D = 630$ мм, 1А660 с $D = 1250$ мм и др.).

В современных станках с использованием роликоподшипников применяются главным образом три схемы регулирования положения внутреннего кольца подшипника: с короткой втулкой, с длинной втулкой, без втулки, но с разрезной кольцевой гайкой.

Перекося внутреннего кольца может устраняться в результате применения длинной втулки с посадкой P_1 на шпинделе и точными торцами. В тех случаях, когда подшипник устанавливается на шпиндель без дистанционного кольца или длинной втулки, применяется гайка, показанная на рис. 18. Особенностью этой гайки является то, что она разрезная. При затяжке разреза гайки выбирается зазор в резьбе. В процессе изготовления гайки при беззазорной посадке ее на резьбу шпинделя можно точно произвести подрезку торца гайки. Тем самым обеспечивается перпендикулярность сопрягаемого с подшипниковым кольцом торца гайки относительно оси шпинделя.

Главным фактором, обуславливающим точность вращения и работу шпинделя, как установлено, является точность изготовления подшипников и сопрягаемых с ними деталей. Рекомендуемые ЭНИМСом точности подшипников, устанавливаемых в шпиндели различных по точности станков, приведены в табл. 11.

Таблица 11

Точность шпиндельных подшипников

Класс точности станков по нормале Е70-11	Класс точности подшипников	
	Передняя опора	Задняя опора
П	С	А
В	С	С
А	Выше С	С
С	То же	Выше С

Ряд заводов для повышения точности шпиндельного комплекта посадку подшипников производит с учетом биения подшипника и шейки шпинделя. Для этого при измерениях отмечаются максимумы биений, которые при сборке частично компенсируются. Иногда погрешность можно уменьшить изменением взаимного углового положения втулок и подшипников.

Большое влияние на работу шпинделя оказывает величина зазора или натяга в посадках.

Рекомендуемые значения радиального зазора-натяга для подшипников серии 3182100 приведены в табл. 12.

В конструкции токарных станков находят применение подшипники скольжения. Известным достоинством подшипников скольжения является то, что при наличии производственных возможностей изготовителя в случае отсутствия точных подшипников

Таблица 12

Рекомендуемые значения радиального зазора-натяга для подшипников, устанавливаемых в шпиндельные узлы

<i>dn</i> в мм·об/мин	Радиальный зазор в мм	
	Подшипники класса точности А	Подшипники класса точности С и выше
0,5 · 10 ⁵	0—(+0,005)	(—0,002)—(—0,005)
(0,5—1,5) 10 ⁵	0—(+0,005)	(+0,002)—(—0,002)
(1,5—2,5) 10 ⁵	0,005—0,010	0—(+0,004)

качения подшипники скольжения могут быть изготовлены и доведены до желаемой точности самим заводом — изготовителем станков.

Потребитель также имеет возможность сам восстановить точность изношенного подшипника скольжения. Подшипник скольжения обладает некоторыми демпфирующими свойствами. Это качество объясняет применение их в высокоточных станках.

Наиболее перспективными из подшипников скольжения являются многоклиновые гидродинамические и гидростатические подшипники [72, 73].

Выбор расстояния между опорами шпинделя. Основными параметрами шпинделя являются его диаметр и расстояние между опорами. Важными параметрами являются также размер переднего конца шпинделя, диаметр отверстия, размер конуса шпинделя и вылет консоли. Из всех этих параметров только диаметр отверстия и размер конуса в шпинделе выбираются в соответствии с ГОСТом 440—71.

В современных отечественных токарных станках наибольшее распространение получил фланцевый способ крепления патрона на конце шпинделя. Размер фланца выбирается таким, чтобы можно было осуществить крепление основного патрона данного размера станка без переходных деталей [30]. Оптимальное значение диаметра шпинделя d , а также расстояние между опорами может быть определено расчетами [56, 61]. Иногда диаметр шпинделя увеличивают по сравнению с расчетным исходя из конструктивных соображений — в зависимости от диаметра отверстия в шпинделе, размера конуса и фланца для крепления патрона.

Деформации шпинделя складываются из его деформаций вследствие упругости и деформаций его опор и определяются по формуле

$$y = \frac{P}{j} = P \left[\frac{k}{j_0} + \frac{1}{j_{ок}} + \frac{1}{j_B} \frac{(k+1)^2 + \frac{j_B}{j_A}}{k^2} \right],$$

- где
- P — внешняя нагрузка в кгс;
 - j — жесткость шпинделя;
 - $k = \frac{l}{a}$ — коэффициент, характеризующий расстояние между опорами шпинделя;
 - l — расстояние между опорами в мм;
 - a — длина консоли (от середины переднего подшипника до расчетного сечения шпинделя в мм);
 - $j_0 = \frac{3EJ_1}{a^3}$ — условный коэффициент жесткости шпинделя в пролете между передней и задней опорами в кгс/мм;
 - $j_{ок} = \frac{3EJ_2}{a^3}$ — условный коэффициент жесткости шпинделя на его консоли в кгс/мм;
 - E — модуль упругости в кгс/мм²;
 - J_1 — усредненный момент инерции шпинделя в пролете между опорами в мм⁴;
 - J_2 — усредненный момент инерции консоли шпинделя в мм⁴;
 - j_B, j_A — соответственно жесткости передней и задней опор шпинделя в кгс/мм.

Жесткость шпинделя находится с учетом выбранного типа подшипника. При монтаже шпинделя в самом неблагоприятном случае передний конец шпинделя будет иметь биение, которое определяется с помощью формулы

$$\delta = c_1 \left(1 + \frac{a}{l} \right) + c_2 \frac{a}{l},$$

где c_1 и c_2 — радиальное биение, соответственно передней и задней опор.

Ниже представлен расчет, выполненный по указанным формулам, для различных значений l (от $l = d$ до $l = 6d$) для станка ИБ11П с наибольшим диаметром обрабатываемой детали 250 мм и следующими характеристиками подшипников: передний подшипник роликовый двухрядный А3182112 ($60 \times 95 \times 26$), $j_B = 51\,000$ кгс/мм; $c_1 = 0,005$ мм; задний подшипник радиально-упорный № А46209 ($45 \times 85 \times 19$), $j_A = 7850$ кгс/мм; $c_2 = 0,005$ мм.

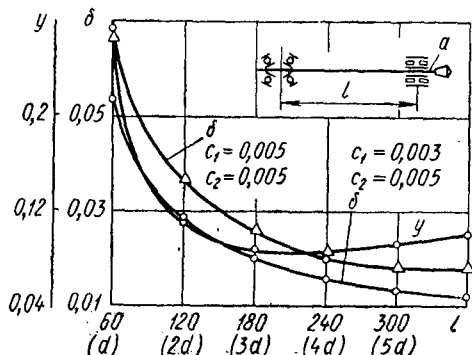


Рис. 139. Зависимость величин δ и y от расстояния между опорами l

Результаты расчета представлены в виде кривых (рис. 139). При увеличении расстояния между опорами до $3d$ происходит резкое уменьшение величины отжатий главным образом в результате

податливости шпиндельных опор. При дальнейшем увеличении расстояния происходит незначительное увеличение отжатий в результате изгиба шпинделя. Биение шпинделя особенно резко снижается при увеличении l до $(4-5)d$ и при дальнейшем увеличении расстояния l биение уменьшается весьма медленно. Данные расчеты показывают, что оптимальное расстояние между опорами для данного станка $l = (4-5)d$.

Базирование шпиндельных бабок. Применяются следующие способы базирования корпусов шпиндельных бабок на станине: 1) на одной базовой плоскости (рис. 140, $a-d$) с использованием конических или цилиндрических штырей (рис. 140, $a-b$) или болтов (рис. 140, g, d); 2) на двух плоскостях, одна из которых перпендикулярна другой (рис. 140, $ж, u$); 3) на плоскости и треугольной призме (рис. 140, e); 4) на широкой призме и плоскости (рис. 140, $з$).

Для уменьшения смещения оси шпинделя в горизонтальной плоскости от тепловых деформаций целесообразно базирование шпиндельной бабки осуществлять по оси шпинделя или как можно ближе к ней. Так, при установке по способу, изображенному на

рис. 140, е, целесообразно использовать призму задней бабки, так как она ближе к оси шпинделя, чем призма каретки.

Базирование с помощью призм является трудоемким процессом и применяется преимущественно в высокоточных станках.

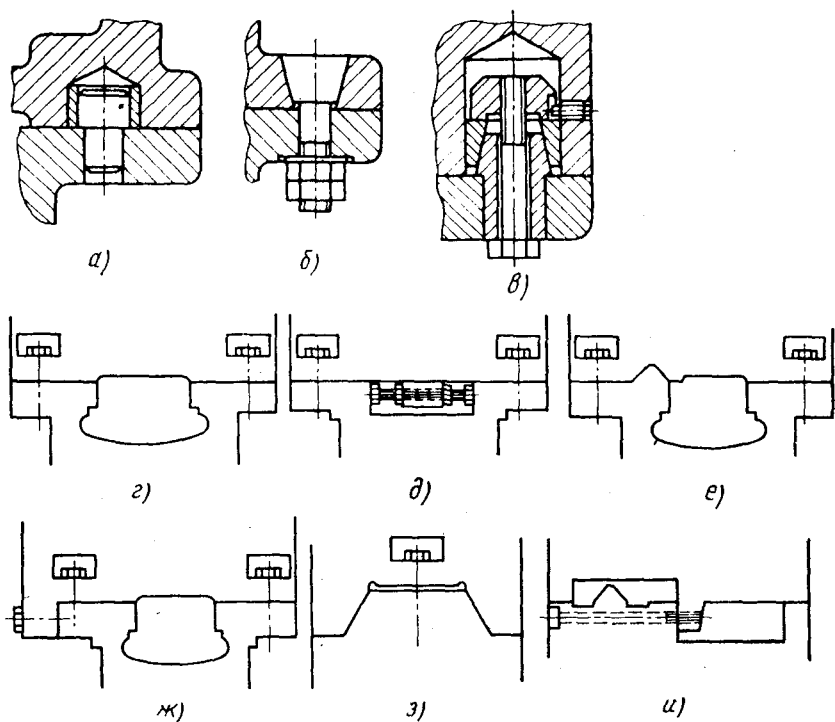


Рис. 140. Установка шпиндельной бабки на станке

КАЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ И ВЛИЯЮЩИЕ НА НИХ ФАКТОРЫ

Геометрическая точность. При испытании станков определяется соответствие нормам «взаиморасположения, перемещения и соотношения движений рабочих органов, несущих заготовку и инструмент» (ГОСТ 8—71). Показатели геометрической точности для токарных станков оговорены ГОСТами 42—56 и 1969—43.

На изменение прямолинейности направляющих станин могут оказывать влияние следующие факторы: недостаточная жесткость станины, коробление станин, тумб и плит, нарушение требований по классу чистоты обработки, неплоскостность «привалочных» плоскостей, по которым тумбы соединяются со станиной, выпучивание металла в местах свертывания станины с другими корпусными деталями и ударное клеймение номера станины в разрядах между направляющими.

Установка станка без фундамента на неровном полу также может привести к искажению прямолинейности. Радиальное и осевое биение шпинделя зависят от причин, указанных на стр. 252. Применение прокладок для предотвращения самоотвинчивания гаек (см. рис. 38) может быть причиной изгиба шпинделя, так же как и применение для этой цели двух гаек, если торцы их перпендикулярны осям или имеют недостаточный класс чистоты обработки.

Биение шпинделя может с течением времени изменяться в связи с несовершенством процесса старения шпинделя. Чтобы избежать этого, шпиндели точных станков делают чаще всего из термостабильных хромоникелевых сталей.

Для повышения долговечности станков, более длительного сохранения точности, увеличения гарантийных сроков службы на заводах проводится ужесточение сдаточных норм по сравнению с нормами ГОСТов 42—56 и 1969—43 на величину от 20% до 40%.

Жесткость. Показатели по жесткости зависят от деформации самих деталей и от контактных деформаций по местам соприкосновения отдельных деталей (в стыках) вследствие деформирования микро- и макронеровностей.

Контактная жесткость зависит от регулирования подвижных соединений и затяжки неподвижных соединений. Жесткость таких деталей станка, как шпиндель, станина, задняя бабка и суммарная жесткость системы фактически определяют точностные показатели станков, если нет нарушения норм по геометрическим и другим погрешностям. Поэтому основным расчетом шпинделя станка и станины являются расчеты на жесткость, прочностные же показатели у этих и других деталей чаще всего получаются с запасом и не рассчитываются. Недостаточная жесткость валов в коробках скоростей приводит к большим кромочным давлениям в подшипниках и на зубьях зубчатых колес. Недостаточная жесткость ходового винта и ходового валика вызывает «выпучивание» этих деталей, перекосы и увеличение трения с сопряженными деталями, вибрации механизма подачи.

Для более благоприятной динамической характеристики станка и, в частности, для уменьшения вибраций вращающихся деталей имеет значение крутильная жесткость валов. Она зависит от деформации валов на кручение и от контактной деформации шпоночных и шлицевых соединений. В балансе технологических погрешностей по размерам и форме деталей упругие деформации, зависящие от жесткости, во многих случаях доходят до 80% от общей величины погрешности обработки. Вследствие переменной жесткости системы СПИД при изменении взаимного положения режущего инструмента относительно мест крепления обрабатываемой детали и инструмента погрешность обработки имеет переменный характер, что затрудняет возможности более или менее полной компенсации этого вида погрешностей настройкой.

Допускаемые нормы жесткости токарных станков нормальной точности в зависимости от наибольшего диаметра обработки регламентированы ГОСТом 7895—56. Для характеристики жесткости шпиндельной бабки и задней бабки токарного станка используются также круговые диаграммы жесткости. На рис. 141 представлена круговая диаграмма жесткости шпинделя, на котором нанесены величины отжатий шпинделя относительно станины в радиальном направлении от силы, расположенной в вертикальной плоскости и меняющей свое направление через 30° в пределах

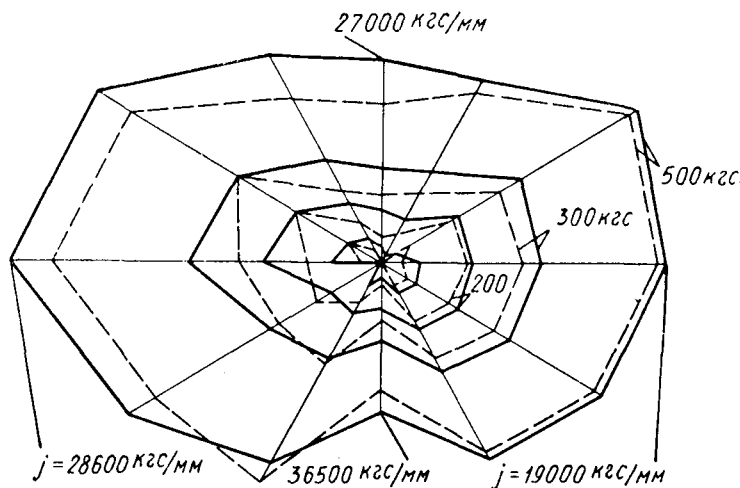


Рис. 141. Круговая диаграмма жесткости шпиндельного узла станка 16Б20П:

сплошная линия — передняя раскатка; штриховая линия — задняя раскатка

$0-360^\circ$; с нагружением шпинделя ступенчато силами 100 кгс, 200 кгс и 300 кгс. С помощью подобных круговых диаграмм можно определить жесткость крепления корпуса бабки, влияние расположения перебора на жесткость шпинделя, качество изготовления посадочных поверхностей наружного кольца подшипника и соответствующей поверхности в корпусе, влияние различных типов подшипников на жесткость шпинделя.

Круговые диаграммы жесткости задних бабок в радиальном направлении дают возможность оценить методы крепления корпуса задней бабки к основанию и крепления основания к станине в различных направлениях.

Для определения жесткости суппортной группы и оценки совершенства способа базирования разцедержателя производится проверки жесткости со статическим нагружением суппорта в плоскости, перпендикулярной к оси шпинделя. Угол приложения силы изменяется в пределах $0-90^\circ$ со ступенчатым изменением прила-

гаемой силы. Для более полной оценки жесткости шпиндельных групп проводится определение отжатия шпинделя в осевом направлении. Эти измерения, помимо дополнительной оценки жесткости корпусов, помогают установить степень влияния на жесткость характера «раскатки» зубчатых колес шпиндельных бабок.

Повышение жесткости станков осуществляется в результате проведения ряда мероприятий: сокращения количества стыков деталей, улучшения степени прилегания стыкуемых поверхностей и качества обработки этих поверхностей [15]. Например, в некоторых точных токарных станках уменьшение числа стыков достигается за счет изъятия поворотной части суппорта, поддона задней бабки и планки у подхвата суппорта. Для этой цели посадку подшипников следует осуществлять непосредственно в корпус без стаканов, действующие силы должны восприниматься корпусными деталями, а не винтами и т. д. [42]. Хорошие результаты дает нанесение на поверхности неподвижных стыков клея «циакрин 90» или масел большой вязкости.

Жесткость неподвижных стыков можно также увеличить путем повышения сил предварительного натяга. Жесткость подвижных соединений можно увеличить путем некоторой дополнительной затяжки регулировочных планок, клиньев и т. д. По данным Д. Н. Решетова, в неподвижных соединениях необходимо обеспечить натяг, создающий после приложения внешних сил напряжение не менее 15 кгс/см^2 . В подвижных соединениях рекомендуется, чтобы величина давления в стыке не превышала $1-2 \text{ кгс/см}^2$. Жесткость шпиндельных бабок значительно повышается при замене подшипников скольжения подшипниками качения, например роликовыми подшипниками серии 3182100 или подшипниками типа «Gamet». Жесткость подшипников может быть увеличена также путем создания предварительного натяга.

Способствует повышению жесткости базирование шпиндельной бабки на призме вместо базирования по плоскости, постановка клиньев у суппорта со стороны, не нагруженной силой резания. Длинные ходовые винты должны работать на растяжение, чтобы не было опасности продольного изгиба. Развитие обечайки у корпусов передних бабок и применение литых крышек вместо штампованных не только повышают жесткость, но и способствуют повышению динамического качества станка, что будет показано ниже. Способствует существенному увеличению жесткости станин их выполнение в виде замкнутых рам и особенно в виде монолитов, когда станина скрепляется с основанием по всей длине.

Показатели станка, определяемые при испытании на холостом ходу. На холостом ходу ведется проверка ряда показателей станка. Многие из них зависят от конструктивных факторов, на которые необходимо обращать внимание конструкторов: величины усилий на рукоятках и маховиках, точность механизмов автоматического останова, линейные и угловые тепловые смещения оси шпинделя, мощность холостого хода и к. п. д.

Нормативные данные по усилиям на рукоятках приводятся в литературе [4].

Для уменьшения усилий на рукоятках необходимо выбирать схемы механизмов переключения с малыми потерями на трение и минимальными перекосами (способствующими заеданию). Свободный ход рукояток, маховиков и лимбов может быть рассчитан по допускам соответствующих сопряженных деталей.

Выделение различного количества тепла в переднем и заднем шпindelных подшипниках, различные условия теплоотдачи от мест теплообразования в передней бабке через стенки в окружающую среду приводят к неравномерным тепловым деформациям шпindelной коробки и других деталей. Следствием этого является изменение положения шпинделя относительно направляющих в горизонтальном и вертикальном направлениях. Ось шпинделя получает и угловое смещение. Процесс разогрева и изменение температурных деформаций длится 4—8 ч. Величины тепловых деформаций могут быть рассчитаны [55], но весьма ориентировочно в связи с неправильной конфигурацией объемов теплораспределения с отводом тепла сложной поверхностью. В качестве мер, применяемых для уменьшения тепловых деформаций деталей шпindelной бабки или ослабления их влияния на точность обработки, можно указать следующие:

1. Выбор симметричных относительно оси шпинделя конструкций корпусов шпindelных бабок и способа закрепления их на станине, дающего возможность сохранить положение плоскости симметрии коробки при тепловых деформациях (см. стр. 195).

2. Совершенствование конструкции шпindelных опор применением гидродинамических или гидростатических подшипников скольжения или подшипников качения классов точности не ниже СА.

3. Выбор оптимальных посадок подшипников в корпусе шпindelной бабки.

4. Расположение оси пиноли задней бабки выше оси шпинделя передней бабки; например, для станков с высотой центров 160 мм — на 0,05—0,08 мм [43].

5. Введение обильной циркуляционной смазки для подшипников типа «Gamet». Применение установок для охлаждения масла.

6. Применение разделенного привода.

7. Применение тепловых изоляторов; например, постановкой прокладки 2 из асбестового листа или паронита между основанием станка 3 и корпусом коробки скоростей 1 в станке 16Б20П (рис. 142).

8. Применение оребренных крышек коробок скоростей и вынос их из-под кожухов (рис. 143).

9. Выбор направления температурных деформаций, при котором они не влияют на точность обработки.

10. Введение температурных компенсаторов.

11. Выравнивание температурного поля нагреваемых деталей путем искусственного подогрева более холодных мест.

Мощность, потребная для холостого хода станка, и к. п. д. привода станка являются важными эксплуатационными показателями. Потеря мощности на холостые хода и величина к. п. д. зависят как от степени сложности конструкции, так и от числа звеньев в кинематических цепях, от конструктивных решений, принимаемых по выбору типов подвижных соединений, материалов пар трения, качества сборки и регулирования.

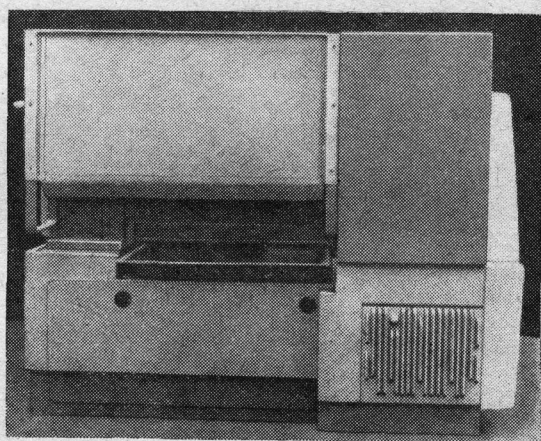
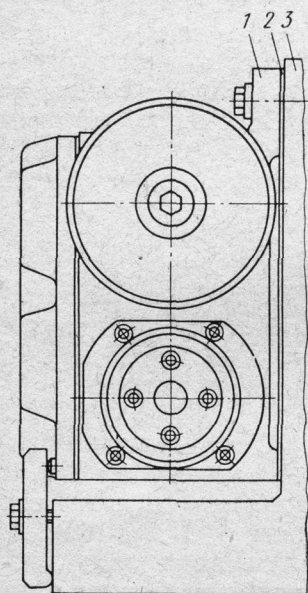


Рис. 142. Изоляция коробки скоростей с помощью прокладки

Рис. 143. Установка коробки скоростей с орбением

Приводим данные значения к. п. д. некоторых станков. Станок 1К62: $\eta = 0,62$ при $n = 2000$ об/мин и $\eta = 0,85$ при $n = 315$ об/мин; станок 1А616П: $\eta = 0,65$ при $n = 2240$ об/мин и $\eta = 0,8$ при $n = 11,2 \div 45$ об/мин; станок 1Е61МТ: $\eta = 0,71$ при $n = 1600$ об/мин и $\eta = 0,85$ при $n = 35 \div 200$ об/мин; станок 1П611: $\eta = 0,64$ при $n = 3000$ об/мин и $\eta = 0,89$ при $n = 95 \div 190$ об/мин; станок 1И611П: $\eta = 0,67$ при $n = 2000$ об/мин и $\eta = 0,81$ при $n = 800$ об/мин:

Большие потери мощности имеют место на верхних ступенях чисел оборотов, при разделенном приводе — в редукторе и ременной передаче.

Повышение к. п. д. и снижение потерь холостого хода достигаются в результате: 1) замены трения скольжения трением качения; 2) улучшения смазки и повышения класса чистоты обработки и точности обработки; 3) сокращения кинематических цепей; 4) уменьшения веса суппортов и применения рациональных кон-

струкций, исключаящих перекосы при движении; 5) снижения скоростей при двухскоростном электродвигателе; когда имеется перекрытие, в результате использования в большей части диапазона пониженного числа оборотов двигателя (переключение двухскоростного двигателя с высшей скорости на низшую при испытании гаммы средних станков в ЭНИМСе позволило снизить потери холостого хода на 0,2—0,7 квт); 6) выпуска станков с различными исполнениями по мощности; 7) применения для привода нескольких электродвигателей.

При малых нагрузках включается один двигатель меньшей мощности, который вследствие достаточной его загрузки имеет высокие значения η и $\cos \varphi$. При увеличении нагрузки вместо этого двигателя можно включить электродвигатель большей мощности, причем его энергетические показатели будут достаточно высокими. При больших нагрузках включаются оба двигателя и вследствие достаточной их загрузки эти электродвигатели также будут работать с высокими значениями η и $\cos \varphi$. Особенно целесообразно в этом случае применение автоматического включения и отключения электродвигателей в зависимости от нагрузки.

Точность размеров, формы и шероховатость поверхности при точении и нарезании резьб. Существенными качественными показателями, выявляемыми при обработке деталей на токарных станках, являются показатели по шероховатости и некруглости, которые, как показывают исследования, зависят в значительной степени от радиального биения шпинделя. Величины отклонений по некруглости увеличиваются с увеличением радиального биения оси шпинделя станка. Увеличение радиального биения приводит, кроме того, к увеличению шероховатости. Так, при снижении биения оси шпинделя с 3 мкм до 1,5 мкм удается повысить чистоту обработки на один класс.

Хотя у одного и того же станка на подшипниках скольжения можно получить лучшие показатели по классу чистоты обработки и некруглости, чем на подшипниках качения, но, тем не менее, на станках, имеющих малое радиальное биение оси шпинделя на подшипниках качения получают лучшие результаты обработки по указанным показателям, чем на станках, у которых радиальное биение большое, хотя и применяются подшипники скольжения. Если радиально-упорные подшипники размещаются парами в одной опоре, то одному из подшипников дается возможность радиального перемещения.

На рис. 144 и 145 изображены шпиндели станков «Schaublin» 120VM и 97ИТ, в которых это условие выполняется.

Применение плоскоромленной передачи в приводе шпинделя улучшает показатели по некруглости по сравнению с показателями привода с зубчатыми колесами. Местоположение электродвигателя (установка его внутри тумбы или на отдельном фундаменте) заметного влияния на некруглость и шероховатость обработанных деталей не оказывает.

На класс чистоты обработки существенно влияют колебания каретки суппорта, вызванные неуравновешенностью ходового валика (наличие одной шпоночной канавки, прогиб валика).

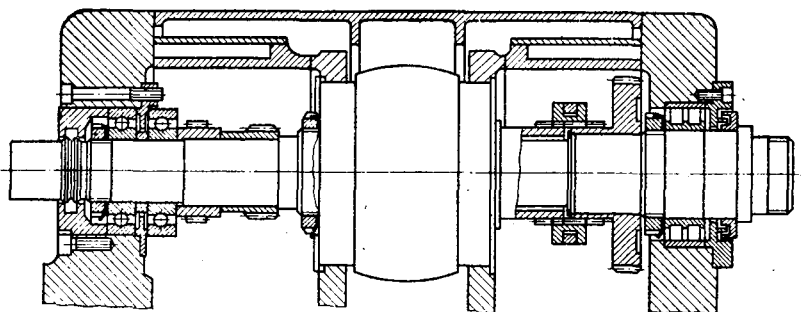


Рис. 144. Шпиндельный узел станка 120VM

Это является одной из причин того, что в современных станках находят применение бесшпоночные ходовые валики с шестигранным и трехгранным сечениями.

О точности вращения наиболее достоверно можно судить по записям биения шпинделя, сделанным графо-аналитическим спо-

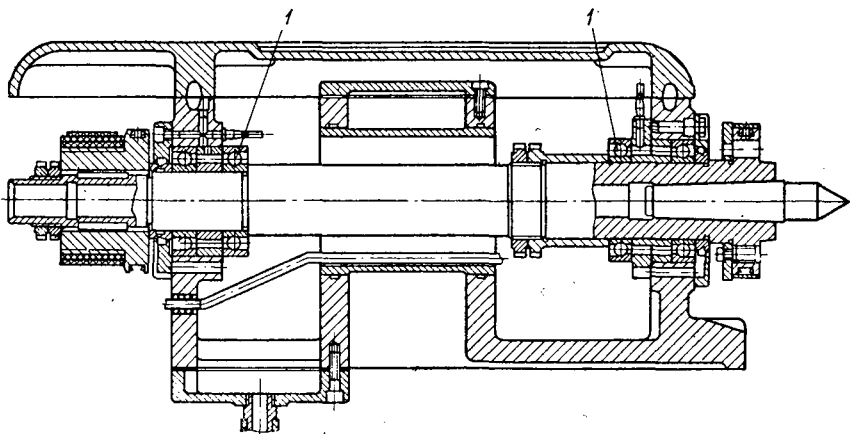


Рис. 145. Шпиндельный узел станка 97ИТ

собом с измерением биения в течение 10 оборотов и более [61]. Показатели по некруглости не должны превышать 0,1 величины радиального биения. Точность обработки, и в большей степени при нарезании резьб, зависит от равномерности вращательного движения шпинделя и поступательного суппорта. На равномерность вращения шпинделя и на виброустойчивость станка влияет

величина крутильной податливости. Она складывается из податливости валов на кручение, податливости соединений валов с зубчатыми колесами, податливости стыков в зубчатых зацеплениях и податливости опор.

Так, в балансе приведенной крутильной податливости девятиступенчатой коробки скоростей при расчете и испытании одной из конструкций [50] из общей суммарной податливости около 30% составила податливость валов на закручивание. Податливость шпоночных и шлицевых соединений, приведенная к крутильной, приблизительно равна 35%. Изгибная податливость валов совместно с податливостью опор и зубчатых передач, приведенная к крутильной податливости, составила также 35%.

Понижению крутильной податливости способствуют: 1) замена шпоночных соединений шлицевыми, 2) уменьшение длин валов и расстояний между зубчатыми колесами, 3) расположение зубчатых колес ближе к опорам, 4) применение коробок со связными зубчатыми колесами, при которых значительно уменьшаются длины валов, расстояния между опорами и зубчатыми колесами.

Неравномерность подачи зависит от точности изготовления всех элементов механизмов подач и особенно конечных звеньев: винта и гайки или зубчатого колеса и рейки. На неравномерность подачи влияет неуравновешенность вращающихся деталей в фартуке (наличие рукоятки на меховике для ручных подач, одинарных шпонок на валах и у зубчатых колес), периодичность работы насоса для смазки фартука и направляющих, неперпендикулярности опорных торцовых поверхностей у валиков и винтов механизма подач, различные классы чистоты обработки по длине в шпоночной канавке ходового валика, на направляющих по длине станины и т. д. Кроме того, при медленном перемещении суппорта возникает опасность скачкообразного движения. Неравномерность подачи возрастает с уменьшением скорости перемещения.

Прерывистое движение в этом случае выявляется более резко с увеличением разницы между коэффициентами трения покоя и движения [48]. В токарном станке этому явлению способствует одностороннее приложение тяговой силы и со стороны ходового винта, и при подаче от зубчатого колеса с рейкой. Одностороннюю нагрузку создает и вес фартука.

Ременная передача вместо зубчатой (устанавливаемой на гитаре) в цепи к ходовому валику увеличивает неравномерность движения суппорта.

Привод от ходового винта сообщает более равномерную подачу суппорту, чем привод от ходового валика. Для повышения плавности перемещений суппорта в токарных станках применяют: 1) индивидуальную автоматическую смазку направляющих с использованием специальных смазок (противоскачковых); 2) гидро-разгрузку; 3) устройство дополнительных направляющих для фартука на передней вертикальной стенке станины и другие механические средства; 4) антифрикционные накладки на направляю-

щих кареток (пластмассовые, бронзовые и др.) для уменьшения разницы в коэффициентах трения движения и покоя в тяжелых станках; 5) направляющие качения; 6) увеличение диаметра ходового винта и ходового валика, уменьшение зазоров в подшипниках скольжения, между гайкой и винтом для повышения жесткости элементов привода (хорошие результаты дает заливка гаек пластмассой АСТ-Т в сборе с винтом, при этом зазор в паре сводится до минимума; однако заливка пластмассой возможна только в случае, когда винт имеет высокую точность изготовления по всем параметрам резьбы); 7) привод подач от шариковой винтовой пары качения; 8) легкие сплавы для перемещающихся масс.

Для повышения равномерности перемещения суппорта в ряде станков применяют расположение винта между направляющими. Однако это ведет к некоторым неудобствам управления и снижению производительности, так как маховик для продольного перемещения приходится размещать в зоне передней бабки. Целесообразно при таком расположении винта сохранять рейку и маховик для ручного перемещения, но это вызывает необходимость применения разъемной гайки или одной подвижной полугайки. Появились станки с неподвижным ходовым винтом и гайкой качения, которая для перемещения суппорта приводится во вращение от ходового вала. Имеются станки, в которых ходовой винт сцепляется с червячным колесом. При торможении от вращения червячное колесо заменяет гайку. При освобождении колеса имеется возможность получения от него продольной и поперечной подач.

Погрешности при нарезании резьб зависят от ряда причин: от погрешностей заготовки и ее установки (по конусности, правильности центровки и перпендикулярности торцов); погрешностей инструмента и его установки; геометрических погрешностей станка по таким позициям, как соосность шпинделя с пинолью задней бабки, прямолинейность направляющих, параллельность направляющих, параллельность линии центров направляющим, биение шпинделя и винта и др.; точности изготовления постоянных зубчатых передач от шпинделя к ходовому винту и сменных (на гитаре) — по шагу зацепления, колебанию длины общей нормали, накопленной погрешности, биению по начальной окружности и др.; точности нарезки ходового винта и гайки по шагу, профилю резьбы, накопленной погрешности резьбы, овальности и конусности.

Монтажные и другие погрешности зависят от: а) радиального и осевого биений зубчатых колес и винтов; б) непараллельности винта направляющим, перекоса разъемной гайки, несоосности подшипников, прогиба винта, неправильно установленной по высоте гайки и др., в) несоосности зубчатых колес и валиков с подшипниками; г) торцового и радиального биений валиков, несоосности валов, расположенных на одной геометрической оси и соединяемых муфтами (главным образом в коробке подач); д) люфтов в шлицевых и шпоночных соединениях, влияния погрешности

зацепления зубчатого колеса с рейкой (при отсутствии устройства для вывода реечного колеса из зацепления с рейкой); е) неуравновешенности маховика ручной подачи суппорта; ж) неравномерности прижима планок каретки суппорта, расположенных внизу направляющих.

На точность нарезаемых резьб влияют также упругие деформации звеньев цепи, возникающие из-за вибрации и неравномерности при малых перемещениях.

Кинематическая точность станка зависит от точности передаточных отношений зубчатых колес на гитаре, особенно при осуществлении передаточных отношений, выражающихся числами:

$$25,4; \pi; 25,4 \cdot \pi; \frac{1}{25,4}; \frac{\pi}{25,4}.$$

Расчет суммарной погрешности можно вести по имеющейся в технической литературе методике [28 и 44]. Вместе с тем целесообразно учитывать возможность фазовой компенсации отдельных погрешностей. Такие циклические погрешности, как осевое биение шпинделя, ходового винта, заготовки могут быть записаны с помощью самопишущего прибора. Путем сдвига фаз суммарная кинематическая погрешность станка может быть уменьшена.

Если к станку не прилагается специального патрона для многозаходных резьб и для деления на заходы используется зубчатое колесо, посаженное на шпинделе, передающее движение механизму подач, то к нему предъявляются особые требования по биению начальной окружности и колебанию длины общей нормали.

Точность изготовления этого зубчатого колеса определяет и правильность расположения отдельных «заходов» и правильность шага винтовой линии. Так, если для станка повышенной точности все зубчатые колеса механизма подачи могут быть сделаны по шестой степени точности, то это зубчатое колесо должно быть выполнено по пятой степени.

Погрешность резьбы, зависящая от этого зубчатого колеса, будет тем меньше, чем больше его диаметр. Таким образом, диаметр указанного зубчатого колеса выгодно увеличивать, если имеется отдельный привод механизма подач для обтачивания по валику. Если последнего нет, диаметр указанного зубчатого колеса можно увеличивать до предела, ограниченного допустимыми окружными скоростями зубчатых колес со шлифованным цилиндрическим зубом 5—6 степени точности.

Деление на заходы при нарезании многозаходных резьб можно производить, не используя первое зубчатое колесо механизма подач. Например, деление можно производить при отсутствии специального патрона, с использованием зубчатых колес гитары или перебора, смещением верхней части суппорта на величину шага по индикатору. Однако по точности и удобству лучшим является способ деления с помощью зубчатого колеса, посаженного на шпинделе.

Виброустойчивость токарных станков. При обработке на токарных станках довольно часто возникают вибрации, отличительной чертой которых является зависимость их амплитуды от режимов резания. Наиболее часто вибрации возникают при точении в патроне с большим вылетом деталей и при обработке длинных или тяжелых деталей в центрах, особенно тогда, когда задний центр вращающийся (при обработке вагонных осей, валцов, стволов орудий и т. п.). Вибрации часто возникают при точении резцом с большой шириной режущей кромки (прорезка канавок, обработка

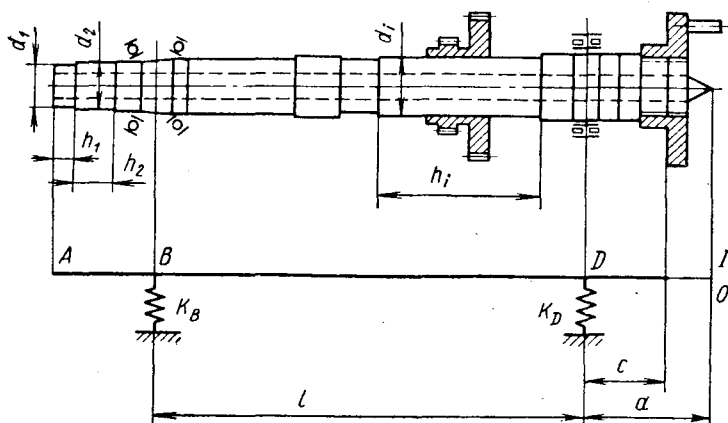


Рис. 146. Схема двухопорного шпинделя

шеек коленчатых валов, снятие палочных фасок на торцах, точение резьбы, работа фасонными резцами и т. п.). Вибрации появляются и при тангенциальном точении, особенно на тех участках резания, на которых подача на оборот близка к нулю. Во всех приведенных выше случаях вибрации определяются системой, основными элементами которой являются шпиндельная бабка, шпиндель, заготовка, упорные центры, патрон и задняя бабка. Частота вибрации не превышает 1000 гц и в основном лежит в диапазоне 10—500 гц (если только обрабатываемая деталь не представляет собой тонкостенную оболочку). При растачивании отверстий на токарных станках длинными оправками возникают вибрации в системе суппорта. Правда, вибрации расточных оправок больше относятся к вибрациям инструмента, отличительной особенностью которых являются очень высокие частоты колебаний, достигающие нескольких тысяч герц. В настоящей работе вибрации инструмента детально не рассматриваются.

Вибрации описанного выше типа являются автоколебаниями, возникающими в неустойчивой системе станка. Поэтому задача о вибрациях при резании называется также задачей об устойчивости станка при резании.

Для каждого станка и каждого вида обработки существуют предельные режимы резания, превышение которых приводит к вибрациям. Одним из основных показателей работоспособности станка является наибольшая глубина резания, при которой еще не появляются вибрации. Определенце этой предельной глубины резания («предельной стружки») называется испытанием станка на виброустойчивость [69]. Причиной низкой виброустойчивости станка являются конструктивные недостатки его, погрешности сборки и технологические причины (режимы резания, инструмент и т. п.).

Первой и основной причиной низкой виброустойчивости станка, определяемой его конструкцией, является низкая жесткость шпинделя, приведенная к точке приложения силы резания или к вершине переднего центра. В случае двухопорного шпинделя (рис. 146) жесткость в основном зависит от диаметра, длины консольной части шпинделя и расстояния между опорами. Для современных шпинделей рекомендуются следующие соотношения (см. стр. 194):

$$\frac{l}{d} = 4 \div 5 \text{ и } \frac{c}{d} = 1 \div 1,5,$$

где l — расстояние между передним и задним подшипниками шпинделя;
 c — длина консольной части шпинделя;
 d — средний взвешенный диаметр шпинделя и консольной части (без учета бурта под патрон);

$$d = \frac{\sum_{i=1}^n d_i l_i}{\sum_{i=1}^n l_i},$$

i — номер ступени шпинделя;

n — число ступеней;

d_i, l_i — диаметр и длина i -й ступени.

Жесткость шпинделя нельзя увеличивать безгранично за счет его размеров. Так, при значительном уменьшении длины пролета жесткость начинает уменьшаться в результате влияния податливости шпиндельных опор. Допустим, что радиальная жесткость обеих шпиндельных опор одинакова. Доля жесткости шпинделя, определяемая его опорами и приведенная к точке приложения силы резания в случае патронной работы, составляет

$$j = \frac{j_{on}}{1 + 2k^2 + 2k},$$

где j_{on} — жесткость шпиндельного подшипника;

$k = \frac{a}{l}$, а a — расстояние от переднего шпиндельного подшипника до точки приложения силы резания.

Предельным является значение $k = 1,5$; в этом случае жесткость шпинделя j становится на порядок меньше жесткости подшипника $j = 0,1j_{оп}$.

Помимо конструкции шпинделя, на устойчивость влияет подбор конструкции опор и способа закрепления подшипниковых колец на шпинделе. Это проявляется, например, тогда, когда в качестве пары упорных подшипников в задней опоре применяются разноименные подшипники (рис. 147, а).

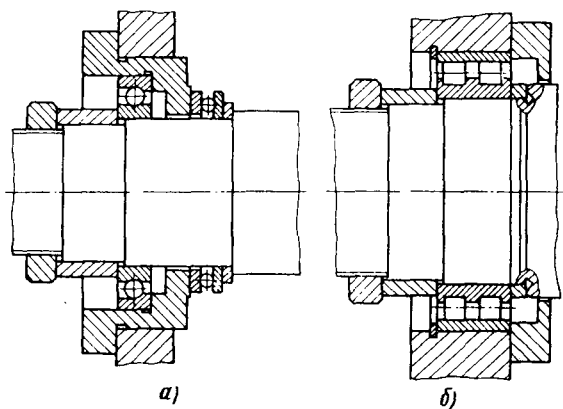


Рис. 147. Конструкции опор шпинделя:

а — сочетание радиально-упорного подшипника с упорным; б — нежесткий упорный бурт

Осевые нагрузки в таких опорах в одном направлении воспринимаются упорным подшипником, а в другом направлении радиально-упорным (шариковым или роликовым). Этот радиально-упорный подшипник является также задней радиальной опорой шпинделя. Под действием осевых нагрузок происходит смещение в упорном подшипнике, что вызывает появление радиального зазора в радиально-упорном подшипнике. Следствием этого иногда являются вибрации при резании. В опорах должны быть предусмотрены мероприятия для того, чтобы перекосы зажимных гаек на резьбе не передавались на подшипник. Для этого подшипник упирается одним или обоими кольцами в жесткий бурт, а между гайкой и подшипником устанавливается длинное дистанционное кольцо, хорошо центрирующееся на посадке. В задних опорах, как правило, длинных дистанционных колец не ставят, а бурты делаются недостаточно точно. Из-за этого при больших натягах в задней опоре возникают существенные перекосы, приводящие к пониженной виброустойчивости.

Другой причиной вибрации является неудачное оформление опорных торцов шпинделя и проставочных колец передней опоры. Основное требование к этим элементам — обеспечение посадки

и регулирование кольца подшипника без перекосов. В случае двухрядных роликовых подшипников и упора внутреннего кольца в бурт шпинделя жесткость этого бурта должна быть на порядок выше жесткости нажимных элементов, действующих на кольцо подшипника с другой стороны. Это нужно для того, чтобы выравнивание кольца произошло по этому торцу. Из-за малой ширины бурта, изображенного на рис. 147, б, жесткость его недостаточна для выравнивания внутреннего кольца подшипника, что приводит к перекосам и вибрациям.

Другим требованием является нечувствительность регулировочных элементов к нагреву. При нагреве внутреннее кольцо подшипника расширяется, сила трения между ним и шпинделем уменьшается (особенно у подшипников с коническим отверстием внутреннего кольца), равновесие сил, действующих на внутреннее кольцо со стороны бурта и нажимного элемента, нарушается, и кольцо перемещается вдоль шпинделя. Все это вызывает неопределенность величины натяга передней опоры в зависимости от температуры, что приводит к вибрациям.

Второй причиной недостаточной виброустойчивости является неудачная конструкция зажимных патронов, упорных центров и других комплектующих деталей. Основными требованиями, предъявляемыми к патрону, являются высокая жесткость, небольшой вес и малые продольные габариты, обеспечивающие минимальную консоль. Требования, предъявляемые к упорным центрам, особенно к вращающимся, близки к требованиям, предъявляемым к шпинделям.

Третьей причиной низкой виброустойчивости является нежесткая конструкция шпиндельной бабки, передней части станины, к которой крепится бабка, и недостаточно жесткая связь между бабкой и станиной.

Основным видом деформаций шпиндельной бабки при вибрациях является стесненное кручение вокруг вертикальной оси. В связи с этим форма поперечного сечения бабки для наилучшего использования материала при наибольшей жесткости должна быть близка к квадрату. Продольный размер бабки определяется длиной шпинделя, который рекомендуется делать коротким, и в то же время жесткость бабки на кручение зависит от третьей степени ее поперечного размера, который уменьшать не рекомендуется. Это является еще одной причиной, в силу которой чрезмерное укорочение шпинделя нежелательно.

Мощная окантовка коробки в месте ее соединения с крышкой оказывает большее влияние, чем жесткая литая крышка. В случае, если коробка не имеет жесткой литой крышки, рекомендуется утолщать полку по контуру коробки (рис. 148). Выбор толщины стенок коробки (особенно передней) также играет важную роль, но меньшую, чем выбор поперечного размера коробки.

При вибрациях коробка не может рассматриваться отдельно от станины и ножек или основания станка. В современных станках

с жесткими шпинделями при резании могут возбуждаться колебания всей системы тонкостенных оболочек, к которым относятся корпусные детали. Наиболее опасна форма крутильных колебаний около вертикальной оси передней части станка (рис. 149), к которой относится шпиндельная бабка, передняя часть станины и передняя ножка. Для уменьшения этих колебаний, помимо увеличения жесткости указанных элементов, следует делать переднюю часть станины тяжелее, а бабку и ножку легче. Целесообразно объединять переднюю и заднюю ножки станка в единую тумбу.

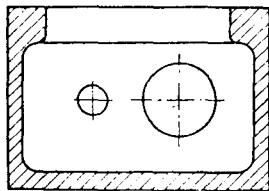


Рис. 148. Способ усиления коробки окантовкой полками

Низкая жесткость суппорта не всегда является причиной низкой виброустойчивости. Так, в одном из станков с наибольшим

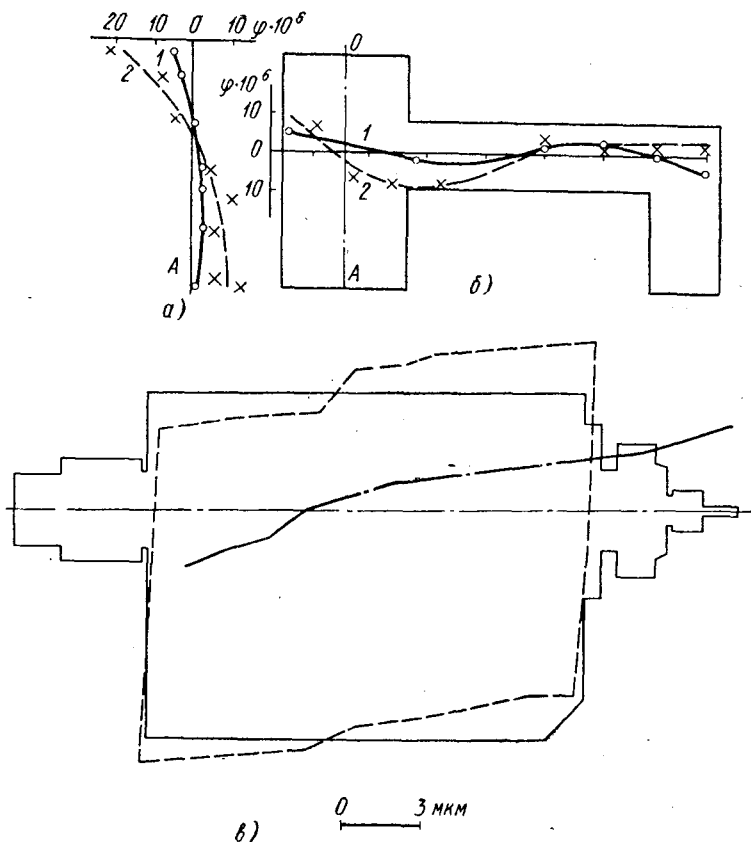


Рис. 149. Формы колебаний корпусных деталей станка при вибрациях: а — эюра углов закручивания вокруг вертикальной оси передней части станка (шпиндельной бабки, передней части станины и передней ножки); б — эюра углов закручивания станины; в — деформация поперечного сечения шпиндельной бабки; 1 — станок 16Б20П; 2 — станок 1К62

диаметром устанавливаемой детали 1200 мм жесткость шпинделя была равна 50 кгс/мкм, а жесткость суппорта 2 кгс/мкм, тем не менее виброустойчивость станка была высокой, предельная стружка достигла 14—16 мм. Причиной этого является то, что демпфирование в неподвижных стыках значительно больше, чем в подвижных [22]. Стыки суппорта являются неподвижными, а стыки шпинделя — подвижными. Силы трения в подвижных стыках не только не увеличивают демпфирования, но могут вызывать и неустойчивость.

Направляющие качения, имея высокую жесткость, заменяя направляющие скольжения, в ряде случаев не ухудшают виброустойчивости станка. Так, в токарном полуавтомате специальной компоновки МА1169 как шпиндельная бабка, так и суппорт установлены на направляющих качения, а виброустойчивость станка остается высокой для станка такого типоразмера. Суппорты карусельных станков с программным управлением и некоторых тяжелых токарных станков также устанавливаются на направляющих качения, что не снижает их виброустойчивости. Во всех упомянутых случаях применяются замкнутые направляющие с предварительным натягом.

Жесткость станины мало влияет на виброустойчивость при обработке коротких деталей в патроне. Некоторое влияние она оказывает при обработке в центрах, увеличивая смещения заднего центра. В связи с этим станки с длинными станинами должны быть жестко связаны с фундаментом.

Недостаточное демпфирование в шпинделе, шпиндельной бабке, заднем центре и других деталях служит причиной вибрации. Обычно демпфирование зависит от жесткости и в однотипных деталях чем выше жесткость, тем больше демпфирование. Поэтому нецелесообразно применение для двухопорных шпинделей промежуточной третьей опоры малой жесткости. Ввиду небольшой жесткости этой опоры, она оказывает малое влияние на суммарную жесткость шпинделя, а следовательно, и на демпфирование.

Все это относится в основном к подшипникам качения. В шпинделях на опорах скольжения — гидростатических подшипниках — можно получить большое демпфирование при меньшей, по сравнению со шпинделями на подшипниках качения, жесткости. Если жесткость шпинделя повысить не удастся, то целесообразно применять виброгасители. Наиболее распространены виброгасители трения. Примером такого виброгасителя является люнет конструкции Л. К. Кучмы [27].

Основным элементом виброгасителя является пакет тарельчатых пружин (рис. 150, а). Для токарного станка с высотой центров 300 мм количество пружин должно быть не меньше 40 шт. диаметром 40 мм и толщиной 0,5 мм. Жесткость пакета должна быть порядка 100 кгс/мм. При работе с виброгасителем ролики люнета прикасаются к детали с натягом 10—40 кгс. Оптимальный

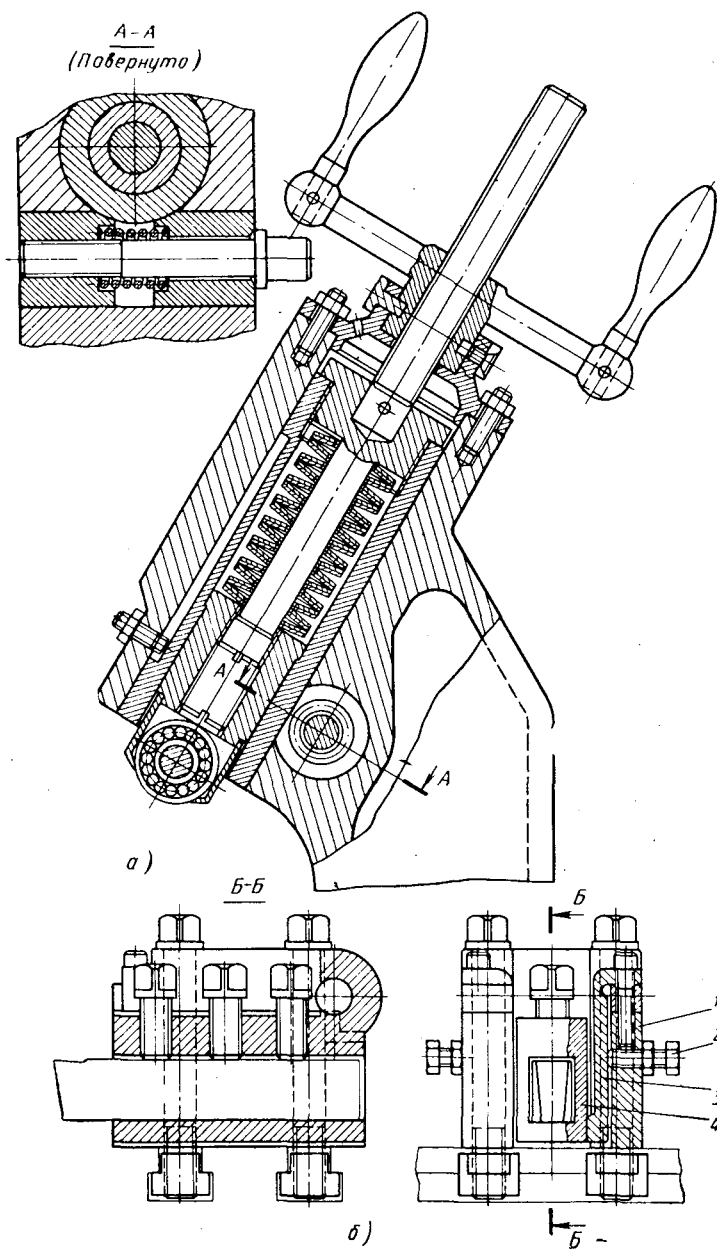


Рис. 150. Упругий элемент люнета с виброгасителем трения (а) и пружинящий резцедержатель с регулируемым демпфированием (б)

натяг подбирается при резании. Гашение вибраций объясняется большим трением между пружинами.

Конструктивное выполнение виброгасителей трения крайне разнообразно. При обработке нежестких дисков в качестве упрощенного виброгасителя применяют подпружиненный плунжер [14], в котором силами затухания являются силы трения между плунжером и стенками корпуса.

Довольно редко в станках применяют динамические виброгасители, которые представляют собой колебательную систему, настраиваемую в резонанс с той системой, колебания которой надо уменьшить. Эти виброгасители эффективны только тогда, когда их масса не более чем в 10 раз меньше массы колеблющейся системы. В связи с этим габариты динамических виброгасителей велики. Наиболее удачным виброгасителем такого типа является виброгаситель Д. И. Рыжкова [51].

Интересен принцип действия виброгасителей, основанный на том, что система станка ослабляется по жесткости и в это ослабленное звено вводится большая сила трения. Примером такого виброгасителя является пружинящий резцедержатель с регулируемым демпфированием [17]. Резцедержатель предназначен для гашения вибраций, возникающих при прорезке канавок, при работе резцами с широкой режущей кромкой, при выхаживании и в ряде других случаев при обработке деталей на токарных полуавтоматах и автоматах.

Основной частью резцедержателя является резцовая люлька 4 (рис. 150, б), подвешенная на двух стойках 1. В пазах стоек помещены пластинчатые пружины 3, прижимаемые к резцедержателю нажимными винтами 2. Резцедержатель закрепляется на поперечном суппорте станка. Для выбранных режимов резания и заготовки подбирается натяг пружин и, следовательно, величина сил трения между резцовой люлькой 4 и пружинами 3, при которых резец, установленный в резцедержатель, снимает стружку без вибраций. При регулировании винты 2 сначала затягивают до отказа, а затем ослабляют до тех пор, пока не будет подобрана оптимальная величина сил трения. Как правило, при глубине резания, на которой возникают сильные вибрации с обычным резцедержателем, после установки пружинящего резцедержателя вибрации не наблюдаются. Предельная стружка увеличивается в 2 раза.

Большим демпфированием обладают такие неподвижные стыки, как посадочные места подшипников. В зависимости от зазора или натяга в подшипнике демпфирование изменяется при несущественном изменении суммарной жесткости, что резко нарушает устойчивость.

Применение ориентированных, искусственно выполненных, овальных расточек при цилиндрическом наружном кольце переднего шпиндельного подшипника или овальных колец при цилиндрических расточках может повысить виброустойчивость в ряде

случаев в 2—3 раза [23]. Искусственную овальность рекомендуется делать равной двум-четырем допускам на размер, а ось овала располагать вдоль силы резания.

Большие массы патрона, планшайбы и прочих деталей, устанавливаемых на длинном шпинделе, особенно на его консоли, понижают виброустойчивость.

Низкая крутильная жесткость привода главного движения прямо не влияет на устойчивость при резании. Но когда малая крутильная жесткость вызывается низкой изгибной жесткостью валов коробки скоростей, могут возникать вибрации (автоколебания) валов коробки, передающиеся в зону обработки.

Те же требования, которые предъявляются к шпинделям передних бабок, относятся и к шпинделям задних бабок. К корпусам задних бабок и конструктивному выполнению их стыков со станиной и проставкой, помимо высоких требований по жесткости в радиальном направлении, предъявляются высокие требования к осевой жесткости и к симметричности конструкции. В случае несимметричной конструкции и недостаточной жесткости задней бабки наблюдается поворот ее в горизонтальной плоскости под действием осевой силы. Это приводит к появлению конусности при обработке в центрах, а иногда к снижению виброустойчивости из-за ухудшения прилегания заднего центра к центральному гнезду.

Основной причиной низкой виброустойчивости станка, которая зависит от технологии сборки, является неправильный монтаж и регулирование переднего шпиндельного подшипника. Весьма чувствительны к регулированию и выбору зазора двухрядные подшипники с цилиндрическими роликами и коническим отверстием внутреннего кольца.

Иногда для оценки регулирования подшипника используется величина отжима фланца шпинделя под действием горизонтальной силы, величина которой выбирается по ГОСТу 7895—56. Например, у станка с наибольшим диаметром устанавливаемой детали 400 мм при затяжке шпиндельной опоры и уменьшении отжима от 0,05 мм до 0,02 мм жесткость на конце оправки длиной 300 мм изменяется от 1,8 кгс/мм, до 2 кгс/мм, а предельная стружка изменяется от 0,5 мм до 2 мм. Таким образом, регулирование шпиндельной опоры, не изменяя практически жесткости системы заготовки в точке приложения силы резания, в несколько раз изменяет предельную стружку. Если зазор в подшипнике превышает 10 мкм (имеются в виду станки средних размеров), то станок практически становится неработоспособным из-за низкой виброустойчивости. Для безвибрационной работы желательно обеспечивать нулевой зазор или натяг в несколько микрон [23].

Перекося подшипника более 10—5 мкм на 100 мм также резко понижает устойчивость станка, поскольку нарушается плотность стыков в подшипнике и хорошее прилегание посадочных мест. Следует обеспечивать при посадке колец контакт не менее 70% площади посадки. В связи с этим чрезвычайно опасны такие по-

грешности изготовления шпиндельной бабки, как овальность (нецилиндричность) расточек корпуса, несовпадение их осей и т. д.¹

Другой причиной низкой виброустойчивости, зависящей от изготовления и сборки, является неправильный монтаж и регулирование задней опоры шпинделя, к которым относится все то, что сказано выше о передней опоре.

Особенностью второй опоры иногда является то, что радиальный подшипник несет еще функции упорного; это делает его зависимым от другого упорного подшипника. В случае непараллельности опорных торцов для этих подшипников, выполненных в сопряженных деталях, регулирование второй опоры начинает влиять на виброустойчивость, так как создание в ней большого предварительного натяга вызывает перекосы в радиально-упорном подшипнике.

Основным технологическим фактором, влияющим на виброустойчивость, является геометрия режущего инструмента. Наибольшее влияние оказывает величина переднего угла, увеличение которого способствует уменьшению вибраций. Кроме этого существенное влияние на устойчивость оказывает радиус при вершине резца; чем меньше радиус, тем выше устойчивость.

Главный угол в плане также влияет на устойчивость; чем больше угол в плане, тем выше устойчивость. Наиболее выгодны в этом отношении подрезные резцы с углом в плане 90° , при применении которых вибрации возникают редко. И, наоборот, опасны прорезные операции резцами с углом в плане, равным нулю. Остальные параметры резца также влияют на устойчивость, но это влияние не так существенно. Уменьшение заднего угла резца способствует устойчивому резанию, но не для всех обрабатываемых материалов. В ряде случаев применяют заточку фаски с отрицательным задним углом порядка $10-15^\circ$ и шириной $0,1-0,3$ мм (рис. 151). Этот вид заточки описан Д. И. Рыжковым [51].

Иногда делают закругленный затылок резца и подтачивают его по следам приработки применительно к станку. Эта заточка

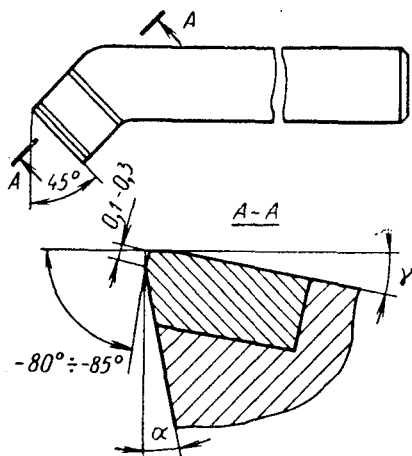


Рис. 151. Резец с виброгасящей фаской Д. И. Рыжкова

¹ При составлении настоящего раздела использованы работы по изучению виброустойчивости токарных станков, выполненные на Рязанском станкостроительном заводе под руководством В. И. Скворцова и на станкостроительном заводе «Красный пролетарий» под руководством Р. В. Соловьева и В. Т. Дауге.

предложена токарем Рязанского станкостроительного завода В. Я. Щенниковым. Оба указанных способа, вследствие увеличения радиальной составляющей силы резания и повышенных отжатий, неприменимы при чистовых операциях и обтачивании нежестких деталей.

Особенности обрабатываемой детали также зачастую определяют появление вибраций (размеры, вес и материал). Так, если деталь нежесткая, то вибрации возникнут даже в жестком станке. Вибрации возникают при обработке длинных валов, тонких дисков, пустотелых оболочек, коленчатых и распределительных валов и т. д. Если деталь, хотя и жесткая, но тяжелая и при ее установке на станке получается низкая собственная частота колебаний системы заготовки, то вибрации возникают также легко.

Методами борьбы с вибрациями в данном случае является установка дополнительных опор, люнетов, применение специальных зажимных устройств и виброгасителей. Вибрации пустотелых деталей устраняются установкой специальных бандажей, резиновых лент и т. д.

Очень велико влияние на вибрации режимов резания. Наибольшее влияние на вибрации оказывает глубина резания. Это влияние практически прямо пропорционально глубине резания. Подача оказывает меньшее влияние. Чем меньше подача, тем легче возникают вибрации. В связи с этим особенно часто вибрации возникают при выстое резца, в конце прохода при тангенциальном точении и при других видах обработки, когда подача становится близкой к нулю. При увеличении подачи устойчивость станка при резании повышается, но при очень больших подачах также возникает опасность вибраций.

Скорость резания влияет на устойчивость станка в отдельных диапазонах по-разному, в зависимости от обрабатываемого материала. При обработке обычных машиноподелочных сталей, например стали 45, увеличение скорости от 20 до 50 м/мин приводит к снижению устойчивости станка. В интервале скоростей от 50 до 150 м/мин устойчивость практически не меняется. При увеличении скорости резания свыше 150 м/мин устойчивость повышается.

Вынужденные колебания в токарных станках, возбуждаемые элементами привода и окружающим оборудованием. Уже без резания, при вращении шпинделя вхолостую, в токарных станках возникают колебания, возбуждаемые электродвигателем главного привода и механизмами, обеспечивающими рабочие движения станка. Эти колебания называются колебаниями холостого хода. Колебания холостого хода понижают точность обработки, так как, вызывая волнистость обработанной поверхности, увеличивают некруглость детали. Некоторое влияние эти колебания оказывают и на шероховатость обработанной поверхности. Чем выше точность станка, тем большую роль играют колебания холостого хода. В станках нормальной и даже повышенной точности эти

колебания на точность существенно не влияют, но в станках особо высокой точности, не говоря уже о еще более точных станках, колебания холостого хода практически определяют точность детали в поперечном сечении.

На основании анализа связи между колебаниями холостого хода, биением шпинделя и некруглостью можно предложить ориентировочные нормы на размах колебаний холостого хода между резцом и заготовкой в диапазоне частот, превышающих 50 гц (табл. 13). В случае спектрального анализа колебаний холостого хода, нормы на предельные размахи спектральных составляющих должны быть еще больше понижены, так как обычно форма волны колебаний холостого хода сложная и ее спектральное разложение на основные гармоники дает составляющие, размах которых значительно (до 2—2,5 раз) меньше размаха исходной волны. В табл. 13 принят коэффициент 2,5.

Таблица 13

Зависимость точности вращения шпинделя и колебаний холостого хода от степени точности станка

Параметры	Точность станка			
	Повышен- ная П	Высокая В	Особо высокая А	Особо точные станки С
Размах биения шпинделя в мкм	4	2,5	1,6	1
Некруглость в мкм	3	2	1,2	0,8
Размах колебаний холостого хода в мкм	4	2,5	1,6	1
Предельный размах спектральных со- ставляющих колебаний холостого хода на частотах, больших 50 гц, в мкм	1,6	1	0,6	0,4

Приведенные выше данные относятся к станку с наибольшим диаметром обрабатываемого изделия 400 мм. Для других размеров станков эти данные можно изменить соответственно допуску на некруглость.

При разработке специальных станков, например станков для алмазного точения деталей с некруглостью порядка 0,1 мкм и биением оси вращения шпинделя того же порядка, колебания холостого хода не должны превышать 0,1 мкм, а их спектральные составляющие на высоких частотах — 0,04 мкм.

При измерении колебаний холостого хода с помощью датчиков и малоинерционной аппаратуры должно быть соблюдено подобие между измерительной оправкой и той оправкой, на которой производится чистовое точение. Можно использовать оправку и те условия проверки, которые даются в отраслевом стандарте станко-

строения ОСТ 2 Н71-2-71 (нормы колебаний холостого хода для токарных и токарно-винторезных станков общего назначения нормальной точности).

В точных токарных станках, установленных на заводе в отдельном помещении, но вместе с другими такими же станками, колебания фундамента вызывают относительные перемещения резца и заготовки с размахом колебаний порядка 0,3 мкм. Случайные возмущения, например от внутризаводского или городского транспорта, могут давать более высокие отклонения. В ночные часы эти колебания существенно уменьшаются. Чем выше точность станка, тем большее влияние на точность оказывают возму-

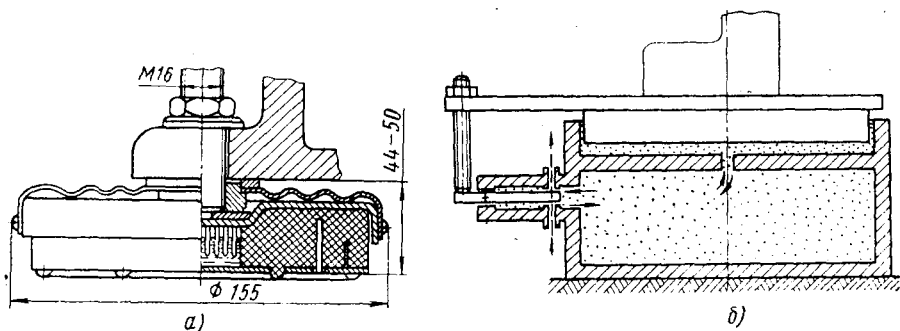


Рис. 152. Виброизолирующие опоры ОВ-31 (а) и пневматическая выравнивающая опора (б)

щения от работающих вокруг машин, передаваемые через фундамент. Практически это влияние становится существенным для станков особо высокой точности.

Особо точные станки устанавливаются обычно в отдельном помещении и на отдельном фундаменте. Если же эти меры не помогают, то станки должны устанавливаться на виброизолированный фундамент. Виброизолированный фундамент представляет собой бетонный монолит, подвешенный на пружинах. Собственная частота станка совместно с этим монолитом не превышает нескольких герц [16, 66]. Фундаменты подобной конструкции не воспринимают колебаний от окружающего оборудования. Их недостатком является невозможность перестановки станка и высокая стоимость. Установка токарных станков на такие фундаменты без достаточного обоснования нецелесообразна.

В настоящее время широкое распространение для установки точных станков получили виброизолирующие опоры, или амортизаторы (рис. 152, а). Конструкции этих опор весьма разнообразны и описаны в соответствующей литературе [65]. В отечественной промышленности распространены резино-металлические амортизаторы ОВ-30 и ОВ-31. Модель ОВ-30 подбирается по весу станка специальным расчетом. Модель ОВ-31 не столь чувствительна

к весу станка и не требует точного расчета. Виброизолирующие опоры не только подавляют колебания от окружающего оборудования, но и отчасти гасят колебания холостого хода самого станка, особенно на высоких частотах. Те опоры, которые хорошо гасят колебания от фундамента, могут плохо гасить колебания холостого хода станка. В связи с этим опоры для станка особо высокой точности и еще более высокой точности необходимо специально подбирать. Желательно эти опоры делать регулируемыми по жесткости и демпфированию. В связи с этим следует считать перспективным применение пневматических (рис. 152, б) и гидравлических регулируемых амортизаторов [64].

Возвращаясь к вынужденным колебаниям от внутренних источников колебаний, следует отметить, что весьма эффективна виброизоляция этих возбудителей, заключающаяся в установке двигателей и коробок скоростей на амортизаторах (рис. 153). Установка привода на упругих опорах уменьшает колебания холостого хода в 1,5—2,5 раза по сравнению с его жесткой установкой¹.

В станках особо высокой точности основные возмущения дает электродвигатель главного привода. Перед установкой на станке особо высокой точности двигатель должен быть опробован, если нужно, доведен так, чтобы возмущения от него не превышали 1—2 *кас* в диапазоне частот от 0 до 1000 *гц*. Доводка двигателя включает проверку точности вращения ротора и, если нужно, замену подшипников на более точные, балансировку ротора в сборе, регулирование подшипников и т. д. Такой доводкой не всегда удастся уменьшить возмущения, создаваемые двигателем, до указанных величин. Измерение возмущений, возбуждаемых двигателем, удобно производить на стендах. Одна из возможных конструкций такого стенда [18] изображена на рис. 154. Основной частью ее является качающаяся платформа 2, на которой устанавливают испытуемый электродвигатель 7. Платформа связана с торсионами 3 переменной длины *a*. Перемещая опоры 4 и регулируя длину торсионов, можно изменять резонансную частоту платформы и добиваться близости ее к частоте колебаний двигателя. Возмущающие силы определяют расчетом по указаниям датчика, измеряющего колебания платформы. При монтаже дви-

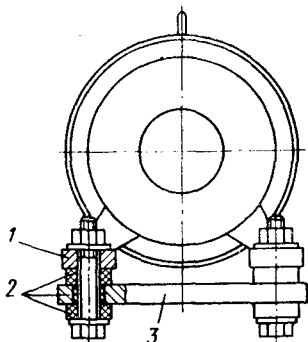


Рис. 153. Виброизоляция электродвигателя главного привода:

1 — лапа электродвигателя;
2 — амортизатор; 3 — опорная плита

¹ По кор а д и Ар п а д. Исследование вынужденных колебаний прецизионных токарных станков. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата техн. наук. Мосстанкин, М., 1966.

гателей на станке без амортизаторов необходима тщательная пригонка привалочных поверхностей двигателя к привалочным поверхностям станка. В противном случае при затяжке крепежных винтов могут возникнуть деформации корпуса и статора, что существенно увеличивает колебания холостого хода.

Источником вибраций являются шестеренные коробки скоростей, в связи с чем колебания холостого хода уменьшаются при отдельном приводе, когда коробка скоростей располагается отдельно от шпиндельной бабки. Причиной этого является умень-

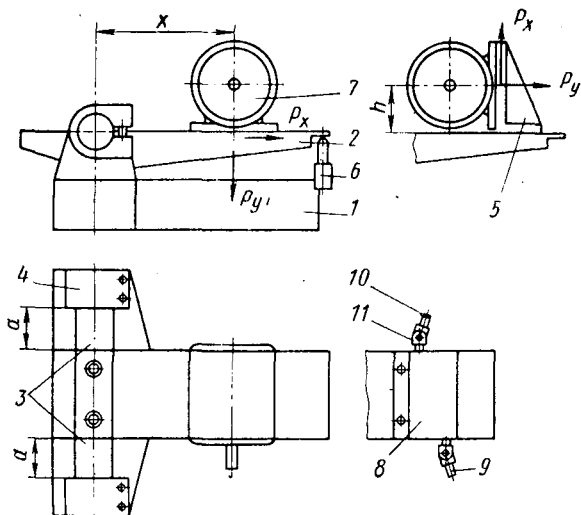


Рис. 154. Стенд для испытания электродвигателей.

1 — основание; 2 — платформа; 3 — торсион; 4 — опора; 5 — угольник; 6 — датчик; 7 — испытуемый электродвигатель; 8 — испытуемый редуктор; 9 — приводной вал; 10 — выходной вал; 11 — шарнир; P_x , P_y — измеряемые динамические нагрузки; a , h , x — переменные координаты

шение габаритов валов и, следовательно, повышение частот их изгибных колебаний, уменьшение размеров подшипников и т. д. Кроме того, шестеренчатые передачи, заключенные в едином корпусе, представляют собой замкнутую систему сил, в основном взаимно уравновешивающуюся внутри этого корпуса так, что на станок больших возмущающих нагрузок не передается. В случае размещения большого количества валов с зубчатыми колесами в шпиндельной бабке, они вызывают существенные местные деформации стенок коробки, которые непосредственно передаются шпинделю. Приводим данные по колебаниям холостого хода универсальных токарно-винторезных станков с наибольшим диаметром устанавливаемого изделия 400 мм, выпущенных одним и тем же заводом и имеющих близкие технические характеристики, но различающихся типом привода (табл. 14).

Размах колебаний холостого хода в мкм

Тип станка	Что включено		
	Окружающее оборудование	Электро-двигатель главного привода, ременная передача	Вся кинематическая цепь
С неразделенным приводом	0,2	1	4
С разделенным приводом	0,2	0,8	1,5

Ременная передача оказывает влияние на колебания холостого хода. Особенно это относится к зубчатым ремням высокой жесткости. Горизонтальные ременные передачи более опасны с точки зрения колебаний холостого хода, чем вертикальные. С уменьшением жесткости ремней влияние их резко уменьшается.

Для создания замкнутой системы сил в случае расположения двигателя вне станка введение, помимо ременной передачи, жестких тяг 2, связывающих двигатель 1 и редуктор со станком, способствует уменьшению колебаний холостого хода (рис. 155).

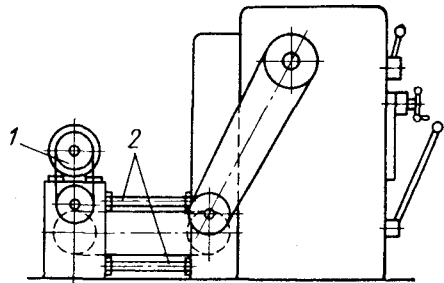


Рис. 155. Схема расположения тяг, используемых для уменьшения колебаний станка от двигателя главного привода, расположенного вне станка

На передачу колебаний от внутренних источников в зону резания существенно влияет конструкция шпинделя и корпусных деталей станка. При этом для уменьшения колебаний холостого хода можно дать рекомендации, в ряде случаев аналогичные тем, которые были даны для повышения устойчивости станка при резании: а) собственная частота шпинделя должна лежать в пределах 500—600 гц, что достигается при $\frac{l}{d} = 4 \div 5$ и $\frac{c}{d} = 1 \div 1,5$, где l — расстояние между опорами шпинделя, d — средний взвешенный диаметр шпинделя для пролета и консольной части, c — длина передней консольной части шпинделя; б) форма поперечного сечения передней бабки в горизонтальной плоскости должна быть возможно ближе к квадрату; увеличение стороны квадрата на 25% или толщины стенок в 2 раза приводит к уменьшению колебаний также в 2 раза; жесткая литая крышка, устанавливаемая на винтах на шпиндельной бабке, уменьшает искажение контура попереч-

ного сечения, а следовательно, и колебания бабки до 25%; в) рекомендации по форме и размерам передней бабки целесообразно распространять на всю переднюю часть станка, включающую шпиндельную бабку, переднюю часть станины и переднюю ножку; г) следует снижать вес фартука, уменьшать его высоту и расстояние его от передней направляющей; например, уменьшение высоты фартука в 1,5 раза при неизменном весе уменьшает колебания каретки в 1,5 раза; д) следует располагать источники колебаний как можно ближе к средней линии станины; колебания уменьшаются примерно в 2 раза при установке источника возмущения на уровне станины по сравнению с вариантами установки его на шпиндельной бабке или на передней ножке.

Стабильность работы механизмов автоматического останова подачи суппорта. Применение механизмов для точного останова подачи от жесткого упора позволяет повысить производительность труда с одновременным повышением точности обработки. Эти механизмы одновременно могут играть роль звеньев, предохраняющих от перегрузки и поломки механизм подачи.

Наличие механизма точного останова исключает необходимость перемещения суппорта вручную в конце хода при точной обработке детали с выступами и без канавок для выхода резца, с устранением возникающих при этом недостатков обработки с ручной подачей (появление рисок, недостаточный класс чистоты обработки, низкая точность).

В соответствии с исследованиями [58,59] при работе на токарно-винторезных станках нормальной точности с диаметрами обработки 250—400 мм в 50—60% случаях имеется необходимость получения точности по длине обработки порядка 0,03 мм. Для этой цели применяется большое количество разнообразных механизмов, которые рассматривались в гл. II. Установлено, что лучшие из этих механизмов, в частности механизмы с плавающим самотормозящим червяком и двумя муфтами, могут обеспечить точность по длине обработки при работе от жесткого упора порядка 0,01—0,03 мм.

При остановке на жестком упоре происходит увеличение сил, действующих как на упор, так и на звенья привода подачи и механизма автоматического выключения. В связи с этим происходят упругие деформации упора, суппорта и всех звеньев работающей цепи подачи. После автоматического расцепления подачи, когда сила тяги полностью снята, происходит отскок суппорта, вызывающий рассеяние размеров деталей.

На рис. 156 показан характер изменения этих сил в сопоставимых условиях при различных вариантах механизма автоматического выключения. Лучшим из них является четвертый вариант, при котором после расцепления механизма привода суппорт остается прижатым с некоторой силой к жесткому упору с помощью механизма со звеном самоторможения.

Таким образом, для повышения точности автоматического останова механизма желательно выполнение следующих требований.

1. Ликвидация отскока за счет применения механизма с само торможением (вообще же ликвидация отскока может быть получена за счет медленного подвода суппорта с так называемой «ползучей» скоростью, что связано с потерей производительности при ручной подаче, а при автоматическом управлении — с резким усложнением механизма управления).

2. Усилие для включения механизма должно быть больше тягового, в связи с необходимостью преодоления сил в механизме расцепления. Обычно это превышение достигается регулированием

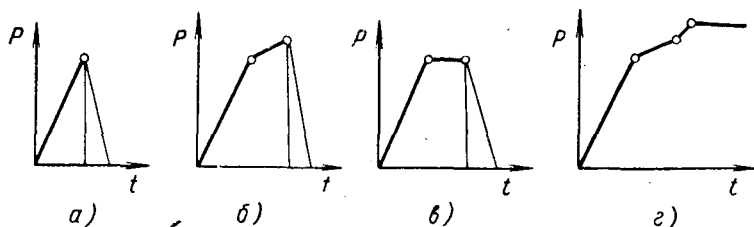


Рис. 156. Изменение усилий, действующих на упор, при различных вариантах автоматического выключения:

a — резкое выключение механизма с падением усилия на упоре до нуля; *б* и *в* — выключение с некоторой продолжительностью процесса и падением усилия; *г* — выключение с последующим остающимся давлением на упоре

пружины. Точность останова зависит от разброса величины силы при включении. Чем больше величина этого усилия, тем больше разброс.

Следовательно, для повышения точности работы механизма останова желательно применять механизмы выключения с минимальными потерями на трение и с возможностью более или менее точной настройки поджатия пружины.

3. Механизм включения должен быть быстродействующим.

Шумовые показатели. В соответствии с нормалью станкостроения Н89-40 допускаемые показатели по шумовым характеристикам определяются уровнем шума в децибеллах в определенной полосе частот. Так, например, при обычно принимаемой частоте 1000 гц, пользуясь указанной нормалью для мощности привода главного движения станка $N = 1,25 \div 4$ квт, находим для станка 11Б11П ($N = 3$ квт) допустимый уровень шума 77 дб.

Источниками шума в станке обычно являются зубчатые колеса, подшипники, электродвигатели, ременные передачи, шлицевые соединения и т. д. В наибольшей степени шум зависит от работы зубчатых колес. В токарных станках средних типоразмеров с диаметрами обработки 250—500 мм находится до 40—90 зубчатых колес, из них 30—40% относятся к приводу главного движения, т. е. являются быстроходными и тяжело нагруженными.

Поэтому уменьшению шума зубчатых колес необходимо уделять особое внимание. Наибольшее влияние на увеличение шума зубчатых колес оказывают такие параметры, как колебание основного шага, перекос зуба относительно оси и отклонение эвольвенты. Для повышения точности изготовления зубчатых колес по указанным, а также другим параметрам необходимо рекомендовать следующее: 1) зубчатые колеса необходимо выполнять сборными; 2) центрирование зубчатых колес необходимо осуществлять по внутреннему диаметру шлицевого вала, что позволит получить более точное отверстие и расположение зубьев относительно оси отверстия после термической обработки (в результате шлифования внутреннего диаметра от начальной окружности зубчатого колеса); 3) применять модификации зуба (фланкированный, бочкообразный зуб), а также угловую коррекцию для увеличения коэффициента перекрытия; 4) применять материалы, а также методы термической обработки, дающие наименьшее коробление колес; 5) применять зацепления зубчатого колеса, имеющего четное число зубьев, с колесом, имеющим нечетное число зубьев, для обеспечения лучшей и равномерной приработки зубьев; 6) применять зубчатые колеса с косым зубом, где это возможно.

Для снижения общего шума станка необходимо комплектовать станки электродвигателями специальных исполнений по шуму и вибрациям. Для уменьшения шума ременных передач целесообразно применять плоскоременные передачи. При применении клиноременных передач необходимо предварительно вытягивать ремни и подбирать их комплектами с разницей по длине не более чем 2 мм. Для уменьшения шума подшипников необходимо предусматривать меры, исключающие возможность перетяжки подшипников в осевом и радиальном направлениях. Целесообразно применять подшипники с уменьшенными зазорами и текстолитовыми сепараторами. На стадии проектирования станка снижения шума следует добиваться исходя из следующих соображений.

Из формулы $\Delta L = 23 \lg \frac{V_1}{V_2} \text{ дб}$ [67], где ΔL — увеличение уровня шума, видно, что при увеличении окружной скорости зубчатых колес в 2 раза уровень шума возрастает примерно на 7 дб, так как $23 \lg 2 \approx 7 \text{ дб}$. Заметим, что снижение шума на 8—10 дб ощущается как снижение его приблизительно вдвое. Указанное снижение может достигаться применением понижающих передач в начале кинематических цепей.

Шум, порождаемый несколькими источниками, суммируется и его величина определяется по формуле [54]

$$L = 10 \lg \frac{J_1 + J_2 + \dots + J_n}{J_0} \text{ дб},$$

где J_1, J_2, \dots, J_n — сила звука отдельных источников;
 J_0 — нулевой порог силы звука.

Если по уровню шума источники одинаковы, то суммарный уровень шума определяется по формуле

$$L = 10 \lg \frac{Jn}{J_0} = 10 \lg \frac{J}{J_0} + 10 \lg n,$$

где n — число источников шума.

Два одинаковых по уровню звука источника шума создадут уровень шума на 3 дБ больший, чем каждый из них ($10 \lg 2 \approx 3$).

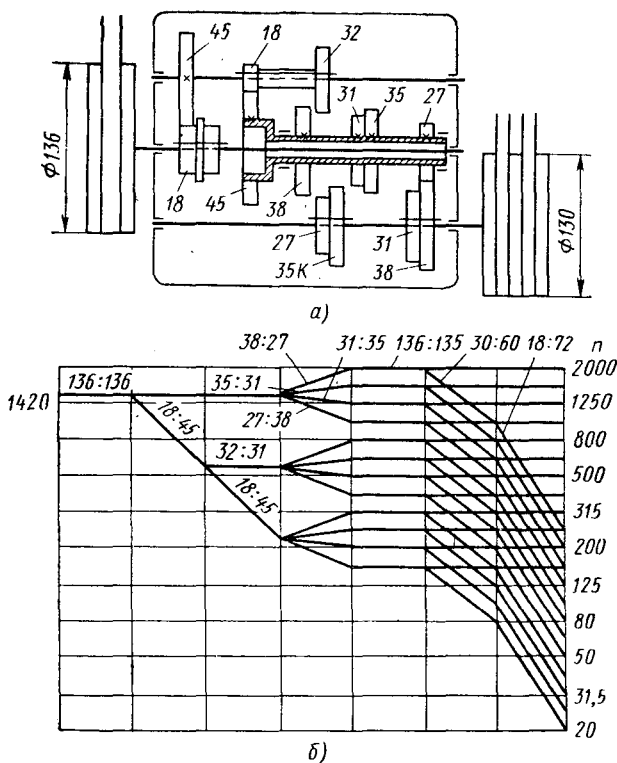


Рис. 157. Кинематическая схема коробки скоростей с пониженной шумовой характеристикой (а) и график чисел оборотов шпинделя (б)

Рекомендуется использовать минимальное число пар зубчатых колес, одновременно передающих движение, особенно в интервале высоких скоростей.

На рис. 157 приведена схема коробки скоростей для станка $D = 250$ мм с пониженными шумовыми характеристиками вследствие сокращения числа звеньев кинематической цепи при высоких числах оборотов и применения для этих чисел оборотов понижающих передач в начале кинематической цепи. При низких

скоростях включение дополнительных пар к резкому повышению шума не приводит.

Целесообразно исключить вращение зубчатых колес, не участвующих в передаче движения на данной скорости или подаче.

Уменьшение шума можно достигнуть применением регулируемых электродвигателей, приводов с бесступенчатыми регулированием, клиноременных и других вариаторов. Значительный эффект дает применение

ременной передачи в цепи подач (см. рис. 39). Для снижения низкочастотных шумов в переборах рекомендуется применять бесшумную муфту (рис. 158), в которой снижение шума осуществляется в результате исключения соударений зубцов муфты с помощью подпружиненных шариков. Некоторого снижения шума можно добиться изменением угла зацепления зубчатых колес (менее 20°), а также применением пластмасс (например, капрона) для зубчатых малонагруженных скоростных передач.

Звуки высокой частоты оказывают более неприятное и раздражающее действие на человека, поэтому важно снижать не только уровень звуковых колебаний, но и частоту. Это достигается снижением частоты зацепления зубчатых колес, определяемой по формуле

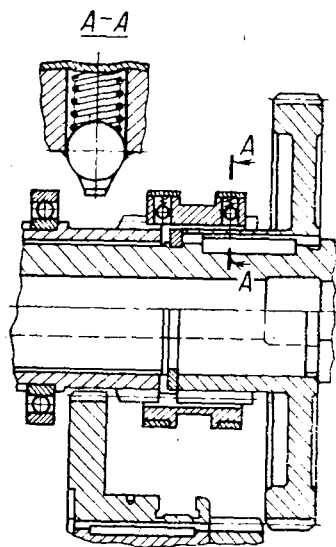


Рис. 158. «Бесшумная» муфта

$$f = \frac{nz}{60} \text{ гц,}$$

где n — частота вращения колеса в об/мин;

z — число зубьев колеса,

в результате уменьшения чисел зубьев колес.

Необходимо также избегать одинаковых частот при зацеплении зубчатых пар и совпадения частоты зацепления с частотой собственных колебаний зубчатых колес.

В отдельных случаях, когда шум снизить не удастся, можно применять меры по изоляции шума: применить звукопоглощающие облицовки, поставить литые и пластмассовые крышки и кожухи вместо штампованных и т. д. Однако этот способ применяется для снижения главным образом высокочастотных шумов. Низкочастотные шумы в этом случае почти не снижаются, так как их проникающая способность высокая.

Надежность и долговечность токарных станков. Долговечность токарных станков чаще всего лимитируется износостойкостью подвижных соединений. В результате износа подвижных соединений станок теряет точность и создаются трудности при его

эксплуатации вследствие пониженной виброустойчивости (из-за больших зазоров в подвижных соединениях) и трудности выполнения установочных перемещений инструмента и деталей станка. Станки чаще снимаются с производства как морально устаревшие или при большом износе, а не в связи с поломками из-за недостаточной прочности деталей.

Гарантийный срок службы, устанавливаемый отдельными заводами для отечественных токарных станков до капитального ремонта, колеблется от 8 до 10 лет. Коэффициент долговечности станка можно подсчитать по формуле [46]

$$\eta_{\theta} = \frac{T_{\text{раб}}}{T_{\text{раб}} + \sum T_{\text{рем}}},$$

где $T_{\text{раб}}$ — общее время работы станка за период эксплуатации;
 $T_{\text{рем}}$ — время, потребное для ремонтов станка.

В качестве мер повышения долговечности токарных станков рекомендуются прежде всего общие для всех станков мероприятия: ужесточение норм по геометрической точности при выпуске новых станков; повышение износостойкости всех подвижных соединений путем повышения твердости, улучшения класса чистоты обработки трущихся поверхностей, применения наилучших смазок и улучшения фильтрации масел, а также надежности защиты подвижных соединений от попадания стружки, абразивных частиц и продуктов износа; применение «обратимых» винтов, реек, муфт с внутренним зацеплением, у которых можно использовать неизношенные участки (повернув на 180°).

Коэффициент надежности работы определяется по формуле

$$P(t) = 1 - F(t); \quad F(t) = \int_{t_1}^{t_2} f(t) dt,$$

где $f(t)$ — зависимость числа отказов от времени работы станка;
 $F(t)$ — площадь, ограничиваемая ординатами t_1 и t_2 и кривой $f(t)$, характеризующей вероятность отказов.

Чаще всего надежность работы токарно-винторезного станка зависит от безотказной работы электрооборудования, насосов и другого вспомогательного оборудования.

Удовлетворение требований эргономики, эстетики и техники безопасности. Токарный станок, как и любое изделие, должен удовлетворять требованиям эргономики и технической эстетики. Выполнение этих задач должно осуществляться совместными усилиями инженеров-конструкторов и художников-конструкторов.

Эргономические требования вытекают из научной организации труда на рабочем месте станочника. На рис. 159 показана эргономическая схема «токарный станок — человек» с обозначением зон удобного расположения органов управления и оптимального рабочего пространства, в пределах которого желательно ограничивать движение работающего для уменьшения утомляемости.

Эта схема выполнена в соответствии с антропометрическими данными, разработанными научно-исследовательским институтом антропологии МГУ и отделом эргономики Всесоюзного научно-исследовательского института эстетики (ВНИИТЭ). В станке должны быть предусмотрены необходимые устройства для установки и снятия деталей и режущего инструмента, регулирования

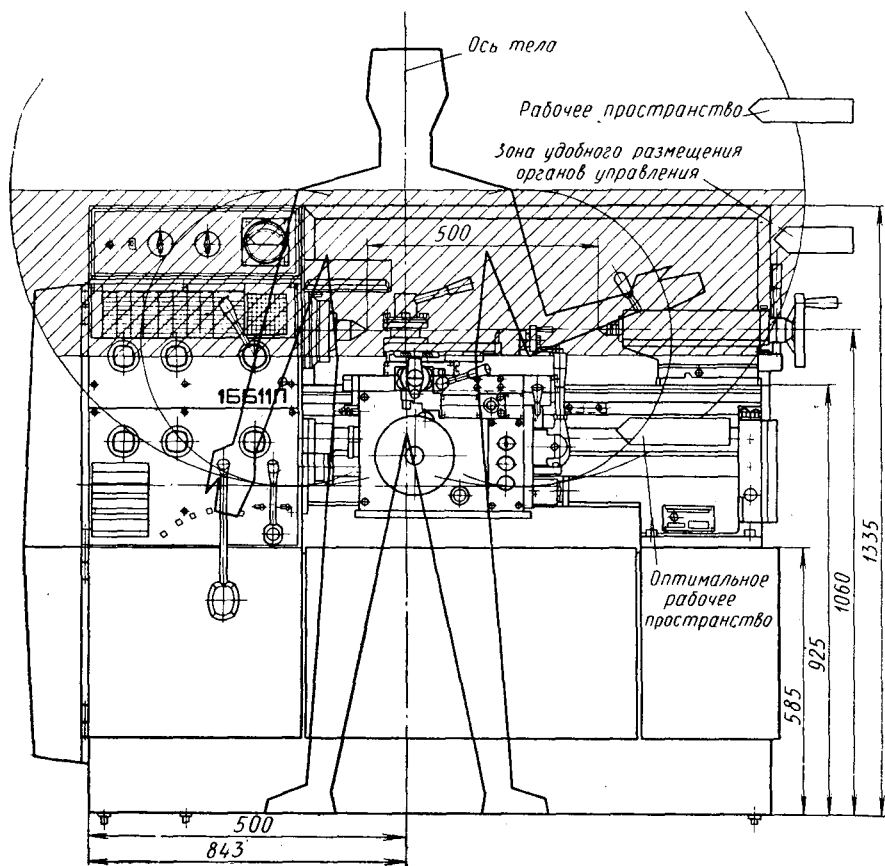


Рис. 159. Эргономическая схема «токарный станок—человек» с обозначением зон удобного расположения органов управления

станка и измерения деталей; предусмотрена доступность для ремонта и наладки агрегатов станка, приспособлений, а также электрических, гидравлических и других коммуникаций.

Помимо целесообразного расположения органов управления механизмов, пультов, а также обеспечения относительно небольших усилий для управления, существенное влияние на уменьшение утомляемости, концентрацию внимания оказывает «читаемость» и четкость всех надписей, цифровых данных, символов на станке, а также цветовая гамма всего станка и отдельных агре-

готов. Характерным примером учета психофизиологических особенностей человека является применение мнемонического управления, т. е. такого управления, когда направление включения рукоятки совпадает с направлением выбранного перемещения рабочего органа.

Направление включения рукояток, вращения маховиков определяется ГОСТом 9146—59. Замена многорукояточного управления переключения скоростей одорукояточным селективным или преселективным способствует уменьшению рассеяния внимания и утомляемости.

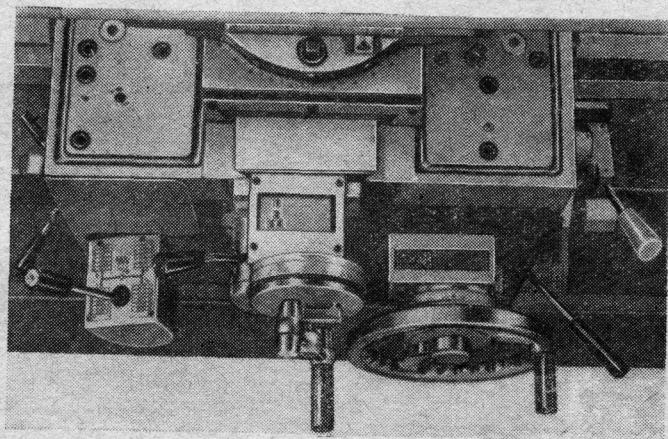


Рис. 160. Удобное расположение органов управления

В качестве примера удачного расположения органов управления движениями токарного станка может служить образец, представленный на рис. 160. На фартуке токарного станка предполагаются не только рукоятки управления включением подачи с соблюдением мнемонического принципа, но и рукоятки изменения величин подач и скоростей шпинделя.

Необходимые цифровые данные по величинам подач и числам оборотов шпинделя помещены непосредственно около рукояток фартука, управляющих указанными движениями. Величины поперечных и продольных перемещений резца регистрируются специальными счетными устройствами, шкалы с цифровыми показателями перемещений расположены на верхних плоскостях этих устройств, хорошо обозреваемых работающим. Усилия, необходимые для переключения органов управления, не должны превышать значений, установленных ГОСТом 7599—55.

Известные неудобства часто возникают из-за ненаглядности таблиц для выбора подач, резьб, чисел оборотов и др., которые во многих случаях имеют большое количество цифр, буквенных

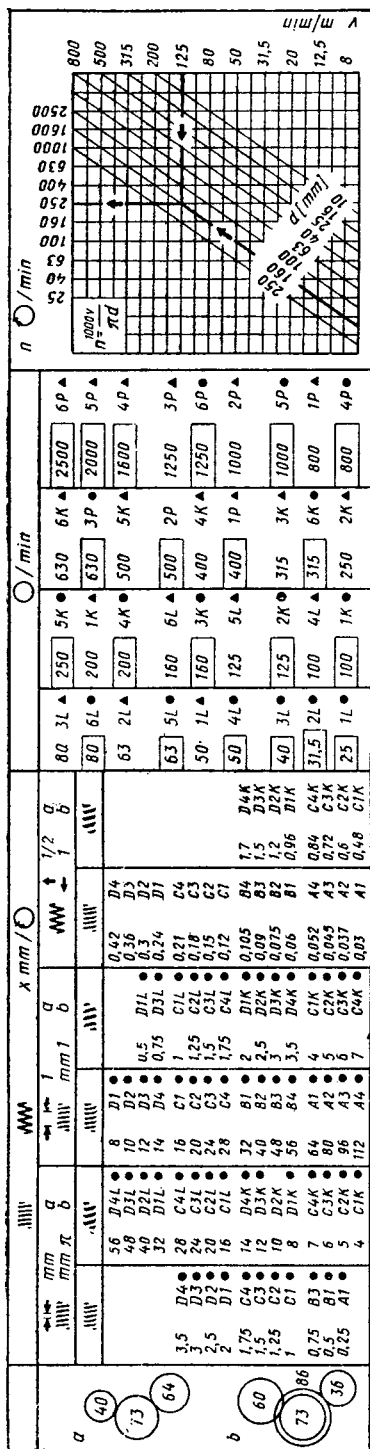


Рис. 161. Наиболее целесообразная компоновка таблиц

обозначений и символов, соответствующих различным положениям большого количества рукояток.

В первоначальном варианте станка 1Б611П в качестве независимых переменных принимались установочные положения рукояток. Числа оборотов и подач в этом случае становились зависимыми переменными и располагались в несколько строк и колонок против соответствующих положений рукояток. Закон возрастания чисел оборотов и, в особенности, подач и резб был путанным, значения их повторялись. Работающий испытывал определенные трудности при настройке и часто выбирал не лучший кинематический путь (в случае перекрытия чисел оборотов и подач).

В окончательном варианте в качестве независимых переменных выбраны значения чисел оборотов и подач (рис. 161). Положения рукояток зависимы и указываются рядом со значениями оборотов и подач. Повторение значений подач и резб в таблице исключено и оставлены только те значения, при которых кинематические цепи имеют наименьшую длину. Это способствует повышению точности перемещений, уменьшению шума и нагрева привода подач и т. д. Для облегчения поиска значения подач и резб выделены жирным шрифтом.

Увеличенное расстояние между группами из четырех рядов значений облегчает чтение по вертикали. Четыре ряда в группе не случайны, они обусловлены четырьмя возможными положениями рукояток

A—B—C—D и *1—2—3—4*. Буквы *A, B, C* и *D* указывают положение рукоятки коробки подач (множительного механизма), а цифры *1—4* при этих буквах — положение другой рукоятки (для конуса Нортонa). Буквы *L, K* и *P* указывают положение рукоятки перебора, а цифры *1—6* при этих буквах — одно из положений рукоятки редуктора. Буквы *L* и *K* указывают положение рукоятки звена увеличения шага на шпindelной бабке, соответствующее своему перебору. Жирные точки соответствуют первой ступени частот вращения вала электродвигателя главного движения, треугольники — второй ступени. Цифры, заключенные в рамки, и без рамок означают одну и ту же частоту вращения шпинделя, но взятую от разных ступеней. Преимущество отдается частотам в рамках, поскольку в этом случае цепь короче.

Таблица скоростей вращения выполнена аналогично. Но в ней повторные значения не исключены — кинематические цепи в этом случае могут использоваться двояко: а) короткая кинематическая цепь (без перебора) используется для выполнения легких работ с малым крутящим моментом; б) длинная кинематическая цепь (с перебором) используется для более тяжелых работ.

Таблицы скорости вращения и подач объединены в одну, рядом добавлена номограмма для определения чисел оборотов по известной скорости резания и диаметру обработки. Цифры на таблицах, шкалах и указателях должны возрастать в направлении движения часовой стрелки, слева направо или снизу вверх. Необходимо стремиться к тому, чтобы не отвлекать рабочего ненужной информацией, поэтому не рекомендуется объединять заводскую этикетку с таблицей чисел оборотов и подач.

Для большей наглядности и исключения необходимости перевода таблиц при поставках станков в разные страны целесообразно их информацию осуществлять с помощью символов, латинских букв и арабских цифр.

В приложении приводятся символы, применяемые в таблицах станков, рекомендованные Международной ассоциацией по стандартизации. На рис. 162 изображена схема смазки станка ИБ11П, выполненная с помощью символов. При художественно-конструкторской отработке станка значительное внимание должно быть удалено конструкции и расположению средств индикации, сигнализирующих об изменениях в работе систем и механизмов.

Хорошее решение по указателям работы системы смазки и интенсивности подачи масла показано на рис. 163. Сигнализация о работе системы смазки осуществляется с помощью вращения турбинки 3. При работе насоса смазки струя масла из канала 2 попадает на лопатки турбинки 3, расположенной в глазке 4, и приводит ее во вращение. Через отверстие 1 масло отводится к местам смазки. При прекращении подачи масла в глазок турбинка останавливается, что указывает на неисправность в системе смазки. В ряде случаев сигнализация о работе системы смазки осуществляется с помощью струи масла, бьющей в глазок.

Художественно-конструкторская обработка станка длительна и трудоемка. Для сокращения количества ошибок и недоработок целесообразно на главных этапах проектирования станка делать

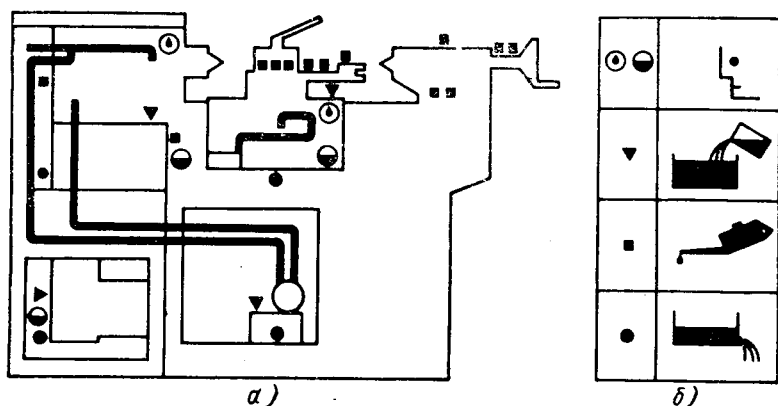


Рис. 162. Схема смазки станка 1ИБ11П, выполненная с помощью символов:

а — подача смазки с обозначением мест смазки; б — обозначение способов заливки смазки в различные места станка

его макетирование. Макеты можно изготовлять из дерева, пластика, металла в различных масштабах. Окончательный макет желательно изготовить в натуральную величину.

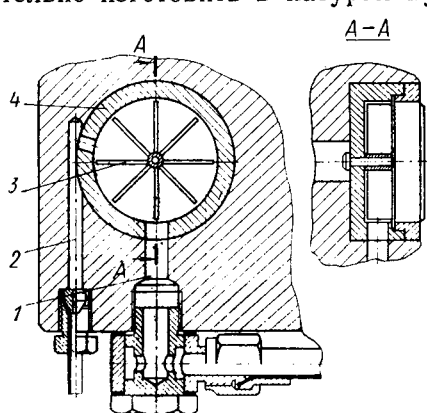


Рис. 163. Указатель работы системы смазки станка

На рис. 8 приводится макет станка 1ББ11П, изготовленный на стадии рабочего проектирования. Несмотря на совершенно очевидную необходимость художественной обработки форм, она должна быть подчинена задаче экономической целесообразности и технологичности изготовления. Нерациональным будет выбор таких форм, которые приводят к увеличению металлоемкости станка и усложнению обработки. Есть такие прогрессивные направления в совершенствовании станков, которые приводят к упрощению

форм станка, например применение раздельного привода, сокращение кинематических цепей, использование электромагнитных муфт вместо рычажного управления и применение программного управления. В качестве удачного образца с точки зрения технической эстетики можно считать станок, показанный на рис. 8.

Пример неудачного в композиционном отношении станка показан на рис. 164. В станке отсутствует композиционная связь основных объемных элементов. В результате этого форма станка воспринимается непропорциональной, разностильной и не представляет единого целого. Разностильность формы подчеркивается решением отдельных элементов и расположением стыков. Композиционная неорганизованность особенно наглядно видна при ана-

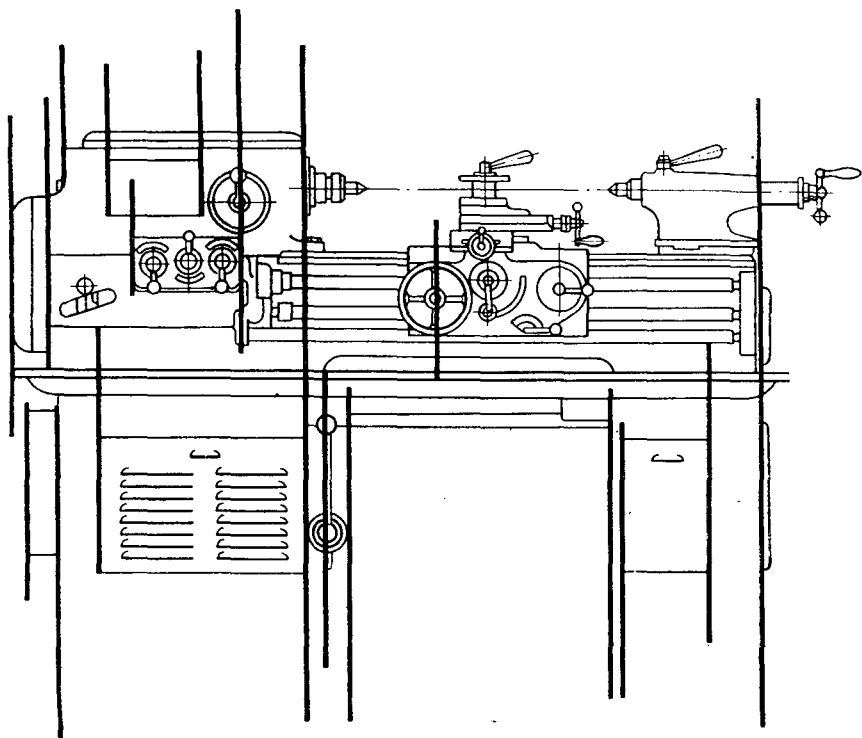


Рис. 164. Неудачное оформление станка

лизе вертикальных членений станка. К примерам нерациональных конструкций относятся случаи искусственного «облагораживания» формы станка с помощью различных обтекаемых кожухов, в наличии которых нет необходимости по технике безопасности.

Внешний вид станка портят многочисленные места переходов, сопряжений и стыки узлов и деталей с мелкими нишами и выступами. Неупорядоченное расположение болтов, винтов и накладок также ухудшает внешний вид станка. Стыки литых деталей (рис. 165, а, б) для облегчения подгонки при соединении по контуру или ее исключения целесообразно выполнять в соответствии с рис. 165, б.

Все надписи желательно выполнять на прикрепляемых пластинках. Не рекомендуется углы наружных окрашиваемых по-

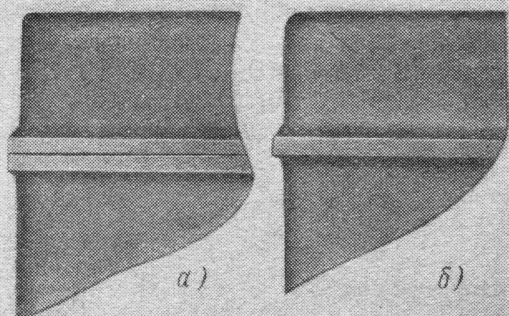


Рис. 165. Неудачно выполненный стык (а) и рекомендуемое внешнее оформление стыка (б)

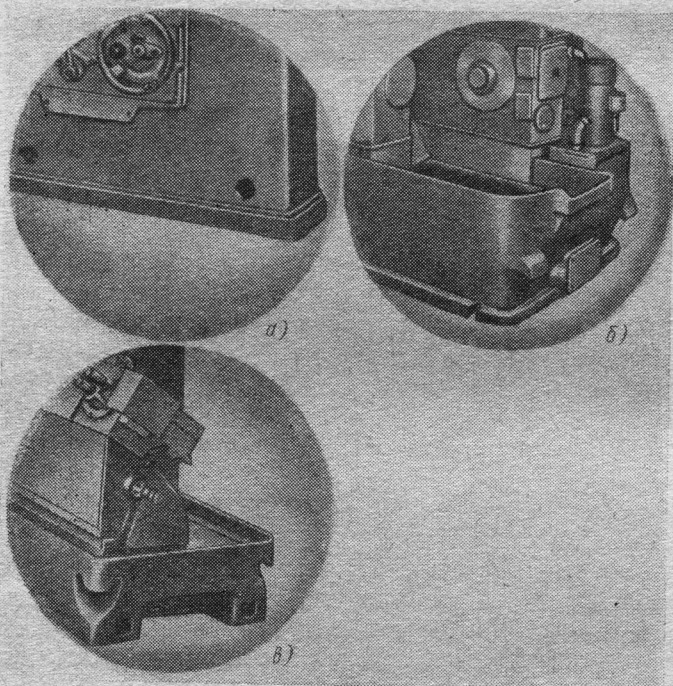


Рис. 166. Рекомендуемые чалочные устройства для подъема и транспортировки станка:

а — окно; б — приливы; в — углубления

верхностей корпусных деталей делать с радиусом, меньшим 15 мм, так как это приводит к растрескиванию краски. Вместо рым-болтов и крюков лучше делать чалочные окна и специальные приливы (рис. 166, а, б, в).

Удачное цветовое оформление станка оказывает благоприятное психофизиологическое воздействие на станочника и способствует лучшему восприятию элементов станка в рабочей зоне. Использование цвета для маркировки органов управления и кодирования таблиц способствует лучшей ориентировке работающего, сокращает число ошибок и повышает безопасность труда.

Нормаль ЭНИМСа Н06-2 предусматривает рекомендации для цветов окраски наружных и внутренних частей станков, предназначенных для различных условий эксплуатации, в том числе станков, предназначенных для работы в районах с тропическим климатом. Для окраски наружных поверхностей станка рекомендуются цвета сложных оттенков: серый, светло-серый, фисташковый и зелено-голубой; в кремовый окрашиваются отдельные детали и узлы при двухцветной окраске. Для окраски внутренних полостей станков применяются кремовый и серебристый цвет. В красный цвет окрашиваются устройства для останова процесса или движения: кнопки «стоп» и рукоятки выключения, фон для быстроперемещающихся деталей и механизмов. В желтый цвет окрашиваются кромки ограждающих устройств и особо опасные подвижные элементы. Белый и кремовый цвета используются в качестве фона для черных делительных шкал, поясняющих надписей, для внутренних поверхностей электрошкафов и пультов. В черный цвет окрашиваются заземляющие шины. На трубопроводах станков наносится цветное кольцо: светло-коричневое — для смазочно-охлаждающих жидкостей; голубое — для сжатого воздуха; красное — для электроприводов под рабочим напряжением. Для безопасного обслуживания станков предусматриваются ограждения движущихся деталей, главным образом патронов, ходового винта, валика и др., защитные устройства, предотвращающие попадание на рабочего и на пол стружки, охлаждающей жидкости и смазки; станки должны иметь индивидуальный привод. Рукоятки, маховики со спицами и ручками, быстро вращающиеся при ускоренных перемещениях, должны отключаться во время этих перемещений; рычаги, управляющие несовместимыми движениями, должны снабжаться устройствами, исключающими возможность их одновременного включения.

Расположение и конструкции рычагов управления должны исключать возможность случайного переключения их во время работы, при наладке станка и т. п. Для этого все органы управления станков (рычаги, рукоятки и т. п.) должны быть снабжены надежными фиксаторами и ясными надписями, обозначающими их назначение. Механические движущиеся части станков должны иметь специальные ограничители, обеспечивающие автоматическое выключение этих частей в нужном положении. Все рукоятки уп-

равления должны быть расположены так, чтобы при перемещении их руки рабочего не ударялись о соседнюю рукоятку и чтобы нельзя было привести их в движение случайным движением ноги или локтя.

При размещении редуктора и электродвигателя в станине должны быть предусмотрены условия для безопасного и облегченного снятия этих агрегатов со станка для ремонта и профилактики. Для сбора охлаждающих и смазывающих жидкостей и предотвращения разливания их станки должны быть снабжены соответствующими сборниками (подносы, корыта и т. д.). Станки, на которых обрабатываются материалы, образующие пыль (чугун, бронза и т. п.), должны обеспечиваться устройствами для удаления пыли в процессе работы.

Кнопки электрических пусковых устройств должны быть защищены от попадания металлической пыли и масла на контакты и утоплены в корпус коробки на 3—5 мм или снабжены предохранительными устройствами, исключающими возможность случайного включения станка. На всех станках должны быть кнопки «стоп» красного цвета. У станков с большим фронтом обслуживания должна быть предусмотрена возможность выключения станка из нескольких точек обслуживания.

Электрическая аппаратура и соединительные токоведущие устройства должны быть надежно изолированы и укрыты в корпусе станка или в специальных закрытых со всех сторон шкафах, кожухах и т. п. При этом должны быть приняты меры к тому, чтобы дверцы шкафов и кожухи, закрывающие доступ к токоведущим частям, были заблокированы с ними и чтобы при открывании их электрический ток автоматически выключался.

Наружная электропроводка должна быть хорошо защищена от механического и химического действия. Наружные клеммы и закрепляемые ими концы проводов должны быть закрыты коробками. Места для зажима клемм заземления на станине должны быть обработаны. Электрические аппараты, которые должны быть доступны для ремонта и обслуживания, следует размещать на высоте не менее 400 мм и не выше 2 м от уровня пола. Наборы зажимов и клеммы аппаратов для внешних соединений допускается размещать на высоте не менее 200 мм. В любом случае расположение зажимов должно обеспечивать свободный доступ к ним и подсоединение к ним проводов.

Экономические показатели. Для того чтобы внедрение нового станка взамен действующего было экономически обоснованным, необходимо, чтобы обработка на нем давала экономию общественного труда по суммарным затратам как на изготовление станка, так и на его эксплуатацию. По установившейся методике расчета экономической эффективности от внедрения новых металлорежущих станков [70] чаще всего пользуются определением двух экономических показателей: окупаемости в годах и годовой экономической эффективности.

В наибольшей степени на эффективность технологического оборудования оказывают влияние такие показатели, как долговечность станка, расходы на рабочую силу и производительность. Затраты по увеличению долговечности станков оправданы даже при повышении их стоимости. В частных случаях при увеличении долговечности машин, например, в 6 раз, с увеличением стоимости в 2 раза экономический эффект от работы машины может увеличиваться до 10 раз [40]. Снижение стоимости рабочей силы на 30% и соответственно накладных расходов (насчитываемых в зависимости от объема зарплаты) при работе машины в течение 10 лет может дать увеличение экономической эффективности в 9 раз.

РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

Ниже дана последовательность этапов расчета некоторых размерных цепей.

1. Выявление цепей, подлежащих расчету, замыкающих звеньев и требований, которым должен удовлетворять собранный станок, сборочный комплект. К этим требованиям относятся нормы точности, требования ГОСТов на условия работы механизмов, например допускаемые отклонения межцентровых расстояний зубчатых колес и др.

2. Выявление составляющих звеньев, т. е. определение факторов, от которых зависит точность замыкающего звена.

3. Составление схемы размерной цепи.

4. Установление допуска на замыкающее звено на основании требований государственного стандарта или условий нормальной работы механизма.

5. Определение передаточных отношений, т. е. коэффициентов влияния каждого из составляющих звеньев на точность замыкающего звена.

6. Составление уравнений размерной цепи.

7. Установление номинальных размеров и допускаемых отклонений на замыкающие звенья, а также назначение технологической операции для обеспечения назначенных допусков на составляющие звенья.

8. Определение поля рассеивания размера замыкающего звена.

9. В случае несимметричного расположения допусков — определение координат середин полей допусков на составляющие звенья и координат середины поля отклонений замыкающего звена.

10. Выбор метода компенсации, выявление звена-компенсатора и определение величины компенсации.

Расчетные формулы. Формулы для расчета погрешностей замыкающих звеньев, выведенные на базе теории вероятностей, имеют следующий вид:

$$\sigma_0^1 = \frac{1}{K_{\Sigma}} \sqrt{\sum_{i=1}^n A_i^2 K_i^2 \delta_i^2}$$

и

$$\Delta_0^I = \sum_{i=1}^n A_i (\Delta_i + \alpha_i \delta_i) - \alpha_{\Sigma} \delta_0',$$

где δ_i — после допуска i -го составляющего звена;

A_i — передаточное отношение i -го составляющего звена;

K_i — коэффициент относительного рассеивания i -го составляющего звена;

K_{Σ} — коэффициент относительного рассеивания замыкающего звена;

α_i — коэффициент относительной асимметрии i -го составляющего звена;

Δ_i — координата середины поля допуска замыкающего звена;

α_{Σ} — коэффициент относительной асимметрии замыкающего звена;

δ_0' — поле допуска замыкающего звена.

Расчет по этим формулам затруднен, так как для каждого составляющего звена необходимо знать коэффициенты K_i и α_i , которые зависят от технологии обработки, величины производственной партии и величины допуска. Определение их связано с проведением многочисленных исследовательских и экспериментальных работ в конкретных производственных условиях.

Весьма трудоемким является также вычисление коэффициентов K_{Σ} и α_{Σ} , которые определяются по эмпирическим формулам:

$$K_{\Sigma} = 1 + \frac{0,55}{\sum |A_i| \delta_i} \left(\sqrt{\sum A_i^2 K_i^2 \delta_i} - \sqrt{\sum \delta_i^2} \right);$$

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{0,59 \sum A_i \alpha_i \delta_i}{\sum |A_i| \delta_i}.$$

Поэтому расчет размерных цепей можно производить по следующим упрощенным, однако достаточно точным для практических целей формулам:

$$\sigma_0^I = \mu \sqrt{A_i^2 \sigma_i^2}; \quad (1)$$

$$\Delta_0^I = \sum A_i \Delta_i; \quad (2)$$

$$B_0^I = \Delta_0^I + \frac{\delta_0'}{2}; \quad (3)$$

$$H_0^I = \Delta_0^I - \frac{\delta_0'}{2}; \quad (4)$$

$$K = \sigma_0^I - \sigma_0; \quad (5)$$

где σ_0 — поле допуска замыкающего звена;

σ_i — поле допуска i -го составляющего звена;

A_i — передаточное отношение составляющего звена;

Δ_i — координата середины поля допуска составляющего звена;

B_0^I — верхнее предельное значение размера замыкающего звена;

H_0^I — нижнее предельное значение размера замыкающего звена;

K — величина необходимой компенсации для обеспечения размера замыкающего звена в пределах поля допуска;

μ — суммарный коэффициент, зависящий от коэффициентов относительно рассеяния составляющих звеньев K_i и замыкающего звена K_{Σ} .

Для линейных и угловых размерных цепей коэффициент $\mu = 1,2$, а для размерных цепей, определяющих биение, $\mu = 1,1$.

Ниже приводится перечень основных размерных цепей с составляющими звеньями токарного станка (без расчета). В качестве примера приведен полный расчет размерной цепи, определяющий радиальное биение оси конического отверстия шпинделя.

Комплекс размерных цепей D_1, D'_1, τ и τ' показан на рис. 167.

Размерная цепь D_1 определяет смещение осей ходового вала и отверстия втулки в фартуке в горизонтальной плоскости. Составляющими звеньями размерной цепи являются:

D_1 — смещение осей наружной и внутренней поверхностей наружного кольца подшипника для ходового вала в коробке подач;

D_2 — размер в корпусе коробки подач от оси отверстия под ходовой вал до плоскости основания;

D_3 — размер в станине от плоскости крепления коробки подач до вершины призматических направляющих;

D_4 — размер в каретке от вершины призматических направляющих до оси крепежного отверстия для крепления фартука;

D_5 — смещение осей крепежного отверстия и винта;

D_6 — размер на корпусе фартука от плоскости пластика для крышки до оси крепежного отверстия;

D_7 — размер в фартуке от плоскости пластика для крышки до оси отверстия под ходовой вал;

D_8 — смещение осей наружной поверхности и отверстия втулки под ходовой вал.

Размерная цепь D' определяет смещение осей ходового вала и отверстия втулки фартука в вертикальной плоскости. Составляющими звеньями размерной цепи являются:

D'_1 — погрешность наружного кольца подшипника для ходового вала в коробке подач;

D'_2 — размер в корпусе коробки подач от оси отверстия под ходовой вал до оси крепежного отверстия в станине;

D'_3 — смещение осей крепежного отверстия и винта;

D'_4 — размер в станке от оси крепежного отверстия до вершины направляющей станины;

D'_5 — размер в каретке от вершины направляющей до плоскости крепления фартука;

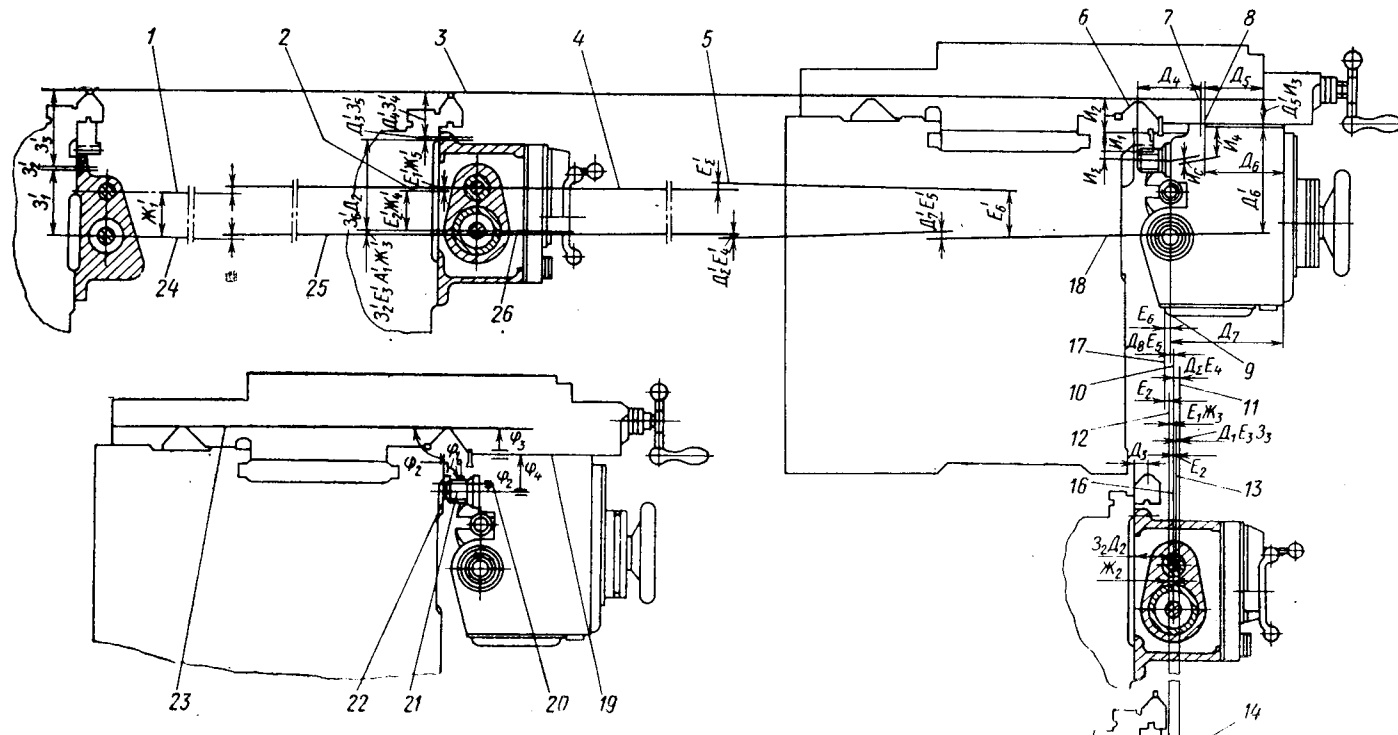


Рис. 167. Схемы размерных цепей:

1 — ось отверстия в кронштейне для ходового винта; 2 — ось отверстия в коробке подач для ходового винта; 3 — линия вершин призматических направляющих; 4 — ось вращения ходового вала; 5 — ось маточной гайки; 6 — вершина призматических направляющих; 7 — ось крепежного отверстия в каретке; 8 — ось крепежного отверстия в фартуке; 9 — ось отверстия под вал в корпусе фартука; 10 — ось отверстия во втулке под вал в фартуке; 11 — ось вращения ходового вала; 12 — ось вращения ходового винта; 13 — ось отверстия в коробке подач под ходовой вал; 14 — ось отверстия

в кронштейне для ходового вала; 15 — ось отверстия в кронштейне для ходового вала; 16 — ось отверстия в корпусе коробки подач под ходовой винт; 17 — ось резьбы маточной гайки с учетом непараллельности линии вершин направляющих к плоскости для крепления фартука к каретке; 18 — ось отверстия в корпусе фартука под ходовой вал; 19 — привалочные плоскости в каретке и фартуке; 20 — ось зубьев рейки; 21 — ось отверстия в фартуке под реечное зубчатое колесо; 22 — плоскость основания рейки и плоскость в станине для ее крепления; 23 — линия вершин направляющих; 24 — ось отверстия в кронштейне для ходового вала; 25 — ось вращения ходового вала; 26 — ось отверстия под ходовой вал.

- D_6 — размер в фартуке от плоскости крепления к каретке до оси отверстия под ходовой вал;
- D_7 — смещение оси отверстия втулки относительно оси ее наружной поверхности.

Размерная цепь τ определяет перекося осей отверстия втулки и ходового вала в вертикальной плоскости. Составляющими звеньями размерной цепи (рис. 168) являются:

- τ_1 — параллельность оси отверстия втулки для ходового вала в корпусе фартука относительно привалочной плоскости фартука;
- $\tau_2 (\rho_2)$ — параллельность оси в каретке привалочной плоскости для крепления фартука относительно направляющих для станины;
- τ_3 — параллельность оси ходового вала направляющим станины.

Размерная цепь τ'_1 определяет перекося осей ходового вала и втулки фартука в горизонтальной плоскости. Составляющими звеньями размерной цепи (рис. 169) являются:

- $\tau'_1 (\rho'_3; \varphi'_3)$ — параллельность оси ходового вала и направляющих станины для каретки;
- τ'_2 — параллельность линии расположения крепежных отверстий в каретке и направляющих для станины;
- τ'_3 — перекося фартука вследствие зазоров в крепежном соединении;
- τ'_4 — параллельность линии расположения крепежных отверстий к базовой плоскости фартука;
- $\tau'_5 (\varphi'_5)$ — параллельность оси отверстия для ходового вала к базовой плоскости.

На основании результатов расчетов размерных цепей D , D' , τ и τ' по формулам (1)—(5) смещение осей отверстия втулки в фартуке и оси ходового вала равно

$$\delta'_\Sigma = \sqrt{\delta^2_{\Sigma(\partial)} + \delta^2_{\Sigma(\tau')} + \delta^2_{\Sigma(\partial')} + \delta^2_{\Sigma(\tau)}} \quad (6)$$

Сравнение полученной величины с существующими допусками определяет собираемость сборочного комплекта.

Комплекс размерных цепей, связанный с предыдущим комплексом, определяет сопряжение ходового винта с резьбой маточной гайки. Как и в предыдущем комплексе, предварительно определяют возможные радиальные смещения (цепи E и E') и перекося (цепи ρ и ρ') осей в двух плоскостях. После этого опреде-

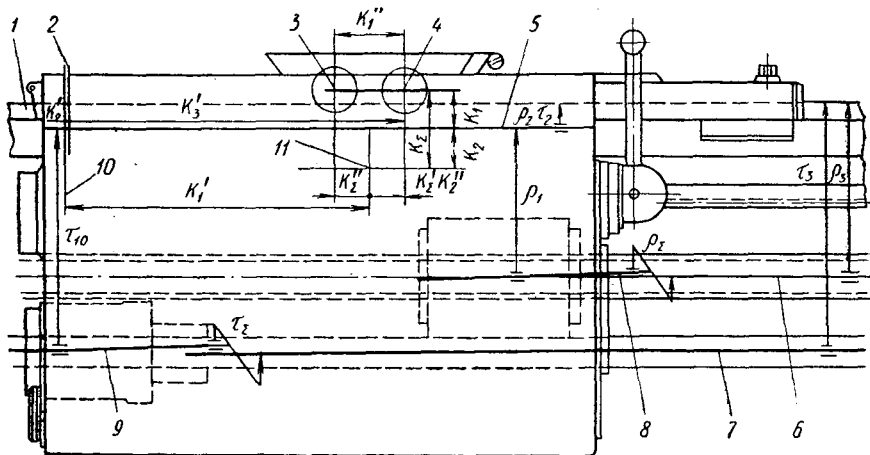


Рис. 168. Схемы размерных цепей:

1 — направляющая станины; 2 — ось крепежного отверстия в каретке; 3 — ось отверстия под шлицевой вал в каретке; 4 — ось резьбы полугаек; 5 — плоскость соединения фартука с кареткой; 6 — ось ходового винта; 7 — ось ходового вала; 8 — ось отверстия под маточную гайку; 9 — ось отверстия под втулку для ходового вала; 10 — ось крепежного отверстия в фартуке; 11 — ось отверстия под вал для зубчатого колеса в фартуке

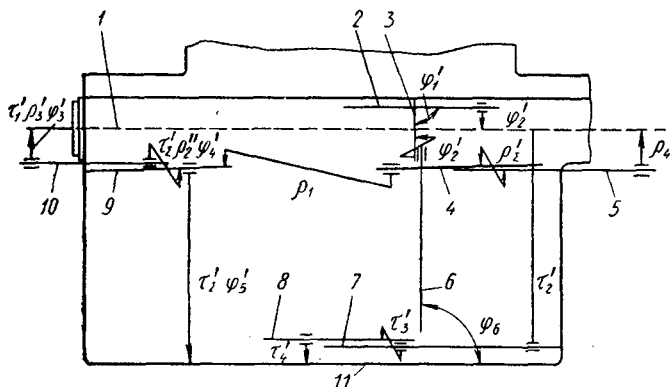


Рис. 169. Схемы размерных цепей:

1 — вершина направляющих станины; 2 — плоскость в станине для крепления рейки; 3 — ось зуба рейки; 4 — ось резьбы полугаек; 5 — ось ходового винта; 6 — ось отверстия для зубчатого колеса; 7 — линия расположения отверстий в фартуке; 8 — линия расположения крепежных отверстий в каретке; 9 — ось отверстия в фартуке для ходового вала; 10 — ось ходового вала; 11 — базовая плоскость корпуса фартука

ляются общие отклонения и необходимый зазор в сопряжении ходового винта и гайки.

Размерная цепь E определяет смещение осей ходового винта и резьбы маточной гайки в горизонтальной плоскости. Составляющими звеньями размерной цепи (см. рис. 169) являются:

- E_1 — смещение осей наружной и внутренней поверхностей наружного кольца подшипника под ходовой винт в коробке подач;
- E_2 — смещение осей отверстия под ходовой валик и ходовой винт в коробке подач;
- $E_3 (D_1)$ — смещение осей внутренней и наружной поверхностей наружного кольца подшипника под ходовой вал в коробке подач;
- $E_4 (D_2)$ — смещение оси ходового вала и оси втулки под вал в фартуке;
- $E_5 (D_3)$ — смещение оси наружной поверхности и оси отверстия втулки под вал в фартуке;
- E_6 — размер в фартуке от оси отверстия под ходовой вал до оси резьбы маточной гайки.

Размерная цепь E' определяет смещение осей ходового винта и резьбы маточной гайки и фартука в вертикальной плоскости. Составляющими звеньями размерной цепи являются:

- E'_1 — смещение наружной и внутренней поверхностей наружного кольца подшипника под ходовой винт в коробке подач;
- E'_2 — размер между осями отверстий под ходовой винт и ходовой вал в корпусе коробки подач;
- $E'_3 (D'_1)$ — погрешность наружного кольца подшипника для ходового вала;
- $E'_4 (D'_2)$ — смещение оси ходового вала и оси отверстия втулки фартука;
- $E'_5 (D'_3)$ — смещение оси отверстия втулки под ходовой вал относительно оси ее наружной поверхности;
- E'_6 — размер в корпусе фартука между осью отверстия под ходовой вал до оси резьбы маточной гайки.

Размерная цепь ρ' определяет перекося осей маточной гайки относительно оси ходового винта в вертикальной плоскости.

Составляющими звеньями размерной цепи являются:

- ρ_1 — параллельность оси резьбы полугаек привалочной плоскости фартука;
- $\rho_2 (\tau_2)$ — параллельность в каретке привалочной плоскости для крепления фартука относительно направляющих для станины;
- ρ_3 — параллельность оси ходового винта относительно направляющих станины. Размерная цепь ρ' показана на рис. 170.

Размерная цепь ρ' определяет перекося оси ходового винта и маточной гайки фартука в горизонтальной плоскости. Составляющими звеньями размерной цепи (см. рис. 169) являются:

- ρ'_1 — параллельность оси резьбы полугаек и оси отверстия под ходовой вал;
- ρ'_2 (τ'_2) — перекося осей ходового вала и отверстия втулки в фартуке;
- ρ'_3 (τ'_1) — параллельность оси ходового винта направляющим станины для каретки;
- ρ'_4 — параллельность оси ходового винта направляющим станин для каретки.

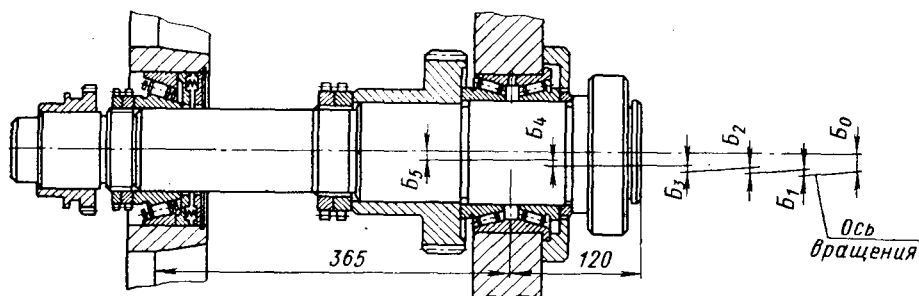


Рис. 170. Схема размерной цепи для определения радиального биения оси конического отверстия шпинделя

Из расчета размерных цепей этого комплекса определяется общее смещение осей ходового винта и резьбы гайки по формуле (6). Кроме комплекса размерных цепей, рассмотренных выше, в токарных станках имеется еще ряд основных цепей: 1) размерная цепь φ , определяющая непараллельность оси реечного зубчатого колеса фартука начальной плоскости рейки (см. рис. 167); 2) размерная цепь φ' , определяющая перекося зубьев рейки и реечного зубчатого колеса фартука (см. рис. 169); 3) размерная цепь I , определяющая правильность сцепления рейки с зубчатым колесом фартука (см. рис. 167); замыкающим звеном данной цепи является размер от начальной плоскости зубьев рейки до оси зубчатого колеса; 4) размерные цепи Z и Z' , определяющие смещение осей под ходовой вал в коробке подач и заднем кронштейне в горизонтальной и вертикальной плоскостях; 5) размерные цепи J и J' , определяющие смещение осей подшипников для ходового винта в коробке подач и кронштейне в горизонтальной и вертикальной плоскостях; 6) размерная цепь, определяющая радиальное биение центрирующей шейки шпинделя передней бабки; 7) размерные цепи, определяющие радиальные биения оси конического отверстия шпинделя передней бабки у его торца и на длине L ; 8) размерная цепь, определяющая осевое биение торца шпинделя передней бабки; 9) размерная цепь, определяющая

шая параллельность оси вращения шпинделя передней бабки направляющим станины для каретки в вертикальной и в горизонтальной плоскостях, и ряд других размерных цепей, которые необходимо выявить при рассмотрении чертежей конкретного станка.

Ниже приводится расчет размерной цепи, определяющей радиальное биение оси конического отверстия шпинделя у его торца в станке 16Б20П. Замыкающим звеном размерной цепи является радиальное биение оси конического отверстия шпинделя у его торца. По нормам точности на станок установлен допуск на это биение $\delta_0 = 0,004$ мм.

По руководящим материалам ЭНИМСа (Н70-11) для станка класса П установлен допуск 0,006 мм. Принимаем для расчета допуск на замыкающее звено размерной цепи $\delta_0 = 0,004$ мм.

Составляющими звеньями размерной цепи (см. рис. 170) являются:

B_1 — радиальное биение внутреннего кольца подшипника передней опоры (в сборе);

B_2 — радиальное биение внутреннего кольца подшипника задней опоры (в сборе);

B_3 — радиальное биение оси конического отверстия относительно оси шеек шпинделя;

B_4 — радиальное биение шпинделя, вызываемое нецилиндричностью шейки шпинделя и отверстия в корпусе задней опоры;

B_5 — радиальное биение шпинделя, вызываемое нецилиндричностью шейки шпинделя и отверстия в корпусе передней опоры.

Передаточные отношения составляющих звеньев или коэффициенты влияния ошибок составляющих звеньев на замыкающее звено

$$A_1 = \frac{365 + 120}{365} = 1,3; \quad A_2 = \frac{120}{365} \cdot 0,7 = 0,23; \quad A_3 = 0,7;$$

$$A_4 = \frac{365 + 120}{365} \cdot 0,7 \cdot 0,15 = 0,14;$$

$$A_5 = \frac{120}{365} \cdot 0,7 \cdot 0,15 = 0,034,$$

где 365 — размер между центрами передней и задней опор шпинделя;

120 — размер от центра передней опоры до переднего торца шпинделя;

0,7 — коэффициент, учитывающий векторный характер ошибки;

0,15 — условно принятый коэффициент влияния погрешности нецилиндричности отверстия в корпусе и шейке шпинделя под подшипники.

Устанавливаем следующие допуски на звенья размерной цепи (табл. 15).

Таблица 15

Допускаемые отклонения на звенья размерной цепи

Звено	Допускаемые отклонения		Примечание	
	по чертежу	установленные		
		I		II
B_0	$\delta = 0,004$	$\delta_0 = 0,004$	$\delta_0 = 0,004$	Требование норм точности
B_1	—	$\delta_1 = 0,003$	$\delta_1 = 0,002$	Радиальное биение подшипника передней опоры
B_2	—	$\delta_2 = 0,004$	$\delta_2 = 0,003$	Радиальное биение подшипника задней опоры
B_3	$\delta_3 = 0,004$	$\delta_3 = 0,004$	$\delta_3 = 0,003$	Достигается шлифованием конуса Морзе на базе шеек под подшипники
B_4	Нецилиндричность Вал — 0,002 Отверстие — 0,003 $\delta_{cp} = 0,0025$	$\delta_4 = 0,0025$	$\delta_4 = 0,0025$	Достигается притиркой отверстия в корпусе и тонким шлифованием шпинделя
B_5	Нецилиндричность Вал — 0,002 Отверстие — 0,003 $\delta_{cp} = 0,0025$	$\delta_5 = 0,0025$	$\delta_5 = 0,0025$	То же

Определяем поле отклонений замыкающего звена по вариантам установленных допусков и формуле (1):

$$\sigma_0 = \mu \sqrt{A_i^2 \sigma_i^2}$$

где $\mu = 1,1$ — для размерных цепей, определяющих биение.

По первому варианту

$$\sigma_0 = 1,1 \sqrt{(1,3 \cdot 0,003)^2 + (0,23 \cdot 0,004)^2 + (0,7 \cdot 0,004)^2 + \dots + (0,14 \cdot 0,0025)^2 + (0,034 \cdot 0,0025)^2} = 0,00535 \text{ мм,}$$

т. е. $\sigma_0 > \delta_0$ или $0,00535 > 0,004$.

По второму варианту

$$\sigma'_0 = 1,1 \sqrt{(1,3 \cdot 0,002)^2 + (0,23 \cdot 0,003)^2 + (0,7 \cdot 0,003)^2 + \dots + (0,14 \cdot 0,0025)^2 + (0,034 \cdot 0,0025)^2} = 0,0038 \text{ мм,}$$

т. е. $\sigma'_0 > \delta_0$ или $0,0038 < 0,004$.

При принятых допусках (по второму варианту) на составляющие звенья поле отклонений замыкающего звена находится в пределах допуска. По формуле (2) определяем координату середины поля допуска отклонений замыкающего звена:

$$\Delta_0' = \sum A_i \Delta_i$$

и

$$\Delta_0' = 0,$$

где $\Delta_i = 0$ — координата середины поля допуска составляющих звеньев.

Следовательно, допускаемые предельные значения отклонений равны половине установленных полей допусков на соответствующие составляющие звенья (табл. 16).

Таблица 16

Результаты расчета размерной цепи

Наименование расчетных данных	Звенья цепи					
	B_0	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5
Коэффициент A_i влияния на конечную точность	—	1,3	0,23	0,7	0,14	0,034
Размеры и допускаемые отклонения по чертежу	$\pm 0,002$	—	—	0,002	—	—
Поле допуска по чертежу	0,004	—	—	0,004	—	—
Координаты середины поля допуска	0	0	0	0	0	0
Установленное поле допуска	0,004	0,002	0,003	0,003	0,0025	0,0025
Установленные размеры и допускаемые отклонения	$\pm 0,002$	$\pm 0,001$	$\pm 0,0015$	$\pm 0,0015$	$\pm 0,00185$	$\pm 0,0012$

Принятый метод достижения точности — компенсация ориентировкой биений подшипника передней опоры.

В общем случае для уменьшения радиального биения какой-либо поверхности шпинделя (вала) необходимо для каждой из опор подобрать подшипники таким образом, чтобы эксцентриситеты отверстий внутренних колец по отношению к беговым дорожкам наружных колец были равны эксцентриситетам соответствующих опорных шеек шпинделя (вала) по отношению к рассматриваемой

поверхности или чтобы их разность была меньше установленной величины допуска на биение шпинделя (вала) в каждой из опор; смонтировать опоры шпинделя (вала) таким образом, чтобы эксцентриситеты взаимно компенсировали друг друга, для этого погрешности эксцентриситета следует расположить в каждой из опор в одной плоскости, но в различных направлениях.

Если радиальное биение шпинделя в опорах устранить полностью не удастся, то в каждой из опор надо стремиться располагать его по одну сторону от оси вращения шпинделя. При этом желательно, чтобы биение шпинделя в передней опоре было меньше, чем в задней. Это уменьшает радиальное биение конуса шпинделя.

ОРГАНИЗАЦИЯ СБОРКИ И ИСПЫТАНИЙ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

ОЧИСТКА И ПРОМЫВКА ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ

Детали, поступающие на узловую сборку, и собранные узлы, поступающие на общую сборку станка, должны быть чистыми. Металлические опилки, мельчайшие частицы стружки, остатки обтирочных материалов, абразивный порошок, попадая в смазочные канавки, могут при работе станка попасть вместе со смазкой в подшипники, в зубчатые передачи, муфты и т. д. и вызвать их преждевременный износ или снизить точность.

Для предотвращения этого детали и сборочные комплекты в процессе сборки проходят специальные операции — очистку и промывку [19, 39]. Перед сборкой для очистки отверстий, пазов, канавок и прочих мест применяется обдувка сжатым воздухом. Однако это может стать причиной травм сборщиков или ухудшить качество собираемых сборочных комплектов и станков. Чтобы избежать этого, на сборке для очистки деталей от стружки, пыли, абразива и т. д. применяются пылесосы.

После очистки детали и сборочные комплекты промывают в ваннах и специальных моечных машинах. На сборке токарных станков применяют следующие способы мойки: окунанием, когда деталь или сборочный комплект опускают в ванну и вручную щеткой производят промывку, струйный, когда струи моющей жидкости под давлением направляются на детали или собранные комплекты в ваннах или в специальных механизированных моечных машинах.

ШАБРЕНИЕ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ СТАНКОВ

Шабрение осуществляется путем срезания стружки толщиной 0,001—0,03 мм при помощи специального инструмента — шабера.

Различают следующие виды шабрения: 1) черновое шабрение, проводимое непосредственно после операции механической обработки (строгания и фрезерования); 2) чистовое шабрение, проводимое за черновым шабрением, с числом пятен, определяемым по краске, порядка 20—25 в квадрате 25×25 мм; 3) отделочное шабрение, проводимое после чистового шабрения и рекомендуемое для поверхности направляющих, с числом пятен в квадрате 25×25 мм, равным 25 и более.

Припуски на шабрение задаются в зависимости от размеров пришабриваемых поверхностей (табл. 17, 18 и 19). Шабрение направляющих станин, кареток, суппортов и других деталей как окончательный метод обработки поверхности для точных станков применяется очень часто.

Таблица 17

Припуск на черновое шабрение в мм

Ширина плоскости в мм	Длина плоскости в мм				
	100—500	500—1000	1000—2000	2000—4000	4000—6000
До 100	0,10	0,15	0,20	0,25	0,3
100—500	0,15	0,20	0,25	0,30	0,4
500—1000	0,18	0,25	0,35	0,45	0,5

Топография поверхности направляющих, образующаяся в результате шабрения, представляет собой окончательный технологический рельеф, который при прочих равных условиях оказывает существенное влияние на условия трения и интенсивность износа, особенно в процессе приработки. Характеристиками топографии шабренной поверхности направляющих являются: 1) глубина и шаг шабрения (волнистость), 2) шероховатость поверхности, 3) равномерность расположения следов обработки и 4) опорная поверхность.

Таблица 18

Припуск на чистовое шабрение в мм

Ширина плоскости в мм	Длина плоскости в мм		
	100—500	500—2000	2000—6000
До 100	0,02	0,03	0,04
100—500	0,03	0,04	0,05
500—1000	0,04	0,05	0,06

Таблица 19

Припуск на отделочное шабрение в мм

Ширина плоскости в мм	Длина плоскости в мм		
	100—500	500—2000	2000—6000
До 100	0,01	0,02	0,04
100—500	0,02	0,03	0,05
500—1000	0,03	0,04	0,06

Каждый из указанных параметров оказывает влияние на взаимодействие трущихся поверхностей.

Оптимальные характеристики топографии шабренных поверхностей представлены в табл. 20 по данным Украинского научно-исследовательского института станков, инструмента и приспособлений. На заводах, выпускающих серийно универсальные токарно-винторезные станки нормальной и повышенной точности, освоена закалка и окончательное шлифование направляющих станины и

Рекомендуемые УКРНИИСИПом характеристики топографии шабренных направляющих станков

Расчетные давления в кг/см ²	Глубина шабрения H_B в мкм	Шаг шабрения S_B в мкм	Шероховатость R_a в мкм	Площадь поверхности носки $S_{оп}/S_{ном}$ в %	Число пятен в квадрате 25 × 25 мм	Разброс числа пятен контакта в квадрате 25 × 25 мм в %
Меньше 2	1—3	1800	1,25		25 и выше	± 10
2—4	3—5	2000	2,5	50—60		
4—6	5—8	2500	2,5		22—25	± 15
6—8	8—10	3000	5,0			

других основных плоскостей. Направляющие станков класса В и выше обычно шабруются с высокой точностью. Шабруются также с целью достижения параллельности направляющим каретки следующие основные плоскости: направляющие под заднюю бабку, плоскость под рейку, нижние направляющие станины под планки каретки, привалочные плоскости под коробку подачи и задний кронштейн (они должны лежать в одной плоскости) и поверхности под шпindelную бабку.

Для обеспечения жесткого стыка шабрение привалочных плоскостей станины, особенно плоскости под шпindelную бабку, а также основания станины и плоскости тумбы производится по высокоточным шабровочным плитам повышенной жесткости. Для исключения действия адгезии на точность шабрения, а также для уменьшения сил перемещения все плиты разгружаются с помощью динамометрических пружин, размещенных в приспособлении для подъема и кантовки плиты, выполненной в виде открытой ребристой коробки. Для улучшения жесткого стыка при сборке станины с тумбой, а также других стыковых соединений необходимо производить двойную затяжку винтов, т. е. после первой затяжки винты открепить и затянуть снова. Жесткость стыка после двойной затяжки винтов увеличивается до 30%.

Перед шабрением станину необходимо выставить с помощью специальных подставок или клиньев в продольном и поперечном направлениях по уровню и проверить прямолинейность и извернутость направляющих. О величине отклонений участков направляющих относительно крайних точек станины судят по показаниям уровня. Данные отклонения записывают мелом на станине, а для полного и наглядного представления о форме направляющих по данным измерениям составляют график [68].

Контроль числа пятен в квадрате 25 × 25 мм при проверке на краску следует проводить при черновом или чистовом переходах подсчетом числа пятен краски в квадратном отверстии шаблона.

Контроль числа пятен при отделочном шабрении рекомендуется проводить не по пятнам краски, а по блестящим точкам контакта. Определение разброса числа пятен в квадрате 25×25 мм по длине и ширине контролируемой поверхности следует проводить в соответствии с требованиями, приведенными в табл. 21, в которой дано рекомендованное число квадратов, подлежащих контролю, в зависимости от площади контролируемой поверхности и класса точности станков.

Таблица 21

Число квадратов 25×25 мм, подлежащих проверке при контроле на краску

Площадь контролируемой поверхности в см ²	Класс точности станка		
	П	В	А
100	2	5	6
200	4	6	10
600	6	7	11
2400	7	8	13

СБОРКА ШПИНДЕЛЬНЫХ КОМПЛЕКТОВ

Работоспособность шпиндельного комплекта оценивается по осевой и радиальной жесткости, точности вращения, температуре опор и температурным деформациям шпинделя.

Точность вращения шпинделя оценивается по осевому биению (биение приемного конуса

и биение оси вращения шпинделя) и радиальному биению (биение оси шпинделя и биение торцовой поверхности шпинделя). Осевое биение шпинделя может возникать вследствие неперпендикулярности беговой дорожки неподвижного и подвижного колец упорного и радиально-упорного подшипников оси вращения шпинделя, волнистости дорожек качения подвижного и неподвижного колец упорного и радиально-упорного подшипников, некруглости и неравномерности шариков в комплекте.

Радиальное биение оси вращения шпинделя на подшипниках качения часто возникает из-за некруглости, волнистости роликов в комплекте, чрезмерного натяга в подшипнике, а также из-за эксцентриситета посадочного конуса относительно оси беговых дорожек. Радиальное биение для шпиндельных узлов на подшипниках скольжения возникает чаще из-за овальности подшипников скольжения и из-за эксцентриситета посадочного конуса относительно рабочих шеек шпинделя.

Технологический маршрут сборки шпиндельного комплекта на подшипниках качения:

1. Сборка сборочных единиц типа валов, шпинделя, фланцев, рычагов, шкивов, патронов с сопряженными деталями.

2. Динамическая балансировка шпинделя, валов с присоединяемыми деталями, шкивов и патронов в сборе.

3. Промывка деталей перед сборкой.

4. Сборка шпиндельной бабки: а) установка пробок, штуцеров и прочей арматуры; б) установка валов, шпинделя и прочих де-

талей, их стопорение, регулировка подшипников; в) промывка шпиндельной бабки в сборе; г) установка крышек, заглушек и пробок.

5. Обкатка и испытание шпиндельного комплекта на холостом ходу и под нагрузкой.

6. Сдача комплекта по нормам точности, устранение дефектов. Для прецизионных станков после испытания шпиндельного комплекта и проверки норм точности производится: разборка корпуса шпиндельного комплекта, т. е. вынимаются валы и шпиндель, производится контроль всех элементов (проверяется наличие задиров и трещин, величина пятна контакта и т. д.), а также промывка всех деталей и корпуса шпиндельного узла; сборка шпиндельного комплекта, обкатка и окончательная сдача по нормам точности. Точность шпиндельного комплекта токарного станка в наибольшей степени зависит от правильной сборки и точности регулировки шпиндельных подшипников, от точности изготовления ответственных деталей, от точности балансировки основных деталей как отдельно, так и в сборе их с другими деталями. Поэтому на первом этапе необходимо оценить точность ответственных деталей шпиндельного комплекта и точность шпиндельных подшипников.

Как правило, ответственные детали шпиндельных комплектов после обработки резанием проходят контроль и поступают на сборку с паспортами, в которых указаны фактические отклонения точностных параметров этих деталей; контроль шпиндельных подшипников производится в основном на заводах единичного и мелкосерийного производства. Контроль шпиндельных подшипников позволяет определить их точность (входной контроль в соответствии с требованиями ГОСТа 520—55) и применять методы селективной сборки, обеспечивающие полную или частичную компенсацию погрешностей их изготовления.

Средства и методы контроля шпиндельных подшипников должны обеспечивать требуемую точность измерений. Точность измерений должна быть не менее $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{5}$ допуска на контролируемый параметр, а цена деления измерительных приборов не более $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{6}$ допуска на контролируемый параметр.

Второй этап сборки шпиндельного комплекта заключается в правильной и качественной сборке отдельных сборочных единиц и общем монтаже шпиндельного комплекта, поэтому указанный процесс необходимо производить с помощью приспособлений с обязательным контролем точности [38]. Сборка втулок с натягом при отношении длины к диаметру свыше 1,5—2 чаще всего производится с помощью термических методов. Нагрев охватываемой детали небольших размеров производится в нагревательных шкафах в воздушной среде [19, 21, 39]. Установка охватываемой детали производится с предварительным охлаждением в вихревых холодильных установках. Сборка шлицевых соединений и комплектов типа вала с зубчатыми колесами начинается с осмотра

состояния шлицев обеих деталей. Даже незначительные забоины, задиры или заусенцы в шлицевом соединении не допускаются.

Особое внимание при сборке уделяется осмотру внешних фасок и закруглений внутренних углов шлицев, так как при неправильном выполнении этих элементов возможно заедание на шлицах. Зазоры в шлицевом соединении являются причиной перекоса сопрягающихся деталей, в результате чего возникают дополнительные осевые силы, вызывающие колебательное движение деталей соединения вдоль шлицев и усиленный их износ. Поэтому после установки на вал зубчатых колес контролируют их перемещения по шлицам с проверкой контакта шлицев на краску, а также на качку. При соосности все шлицы вала должны иметь контакт со шлицами отверстия зубчатого колеса.

Кроме плавности перемещения и зазора, проверяют биения зубчатых колес, посаженных на валы в специальном приспособлении. В правильно собранном шлицевом соединении перемещение зубчатых колес должно быть легким, с небольшим усилием от руки, без заедания и относительно большой качки. Неуравновешенность вращающихся со шпинделем деталей токарного станка является причиной появления при работе динамических сил, которые дополнительно нагружают опоры, повышают интенсивность износа подшипников, а также вызывают вибрационные явления и связанные с этим усталостные напряжения в деталях.

После сборки шпинделя с зубчатыми колесами, валов с зубчатыми колесами, патронов, в которые входят отбалансированные детали, возникает необходимость повторной балансировки, так как смещение одной из деталей, даже в пределах зазоров, предусмотренных чертежами, вызывает значительную неуравновешенность. В токарных станках статической балансировке подвергаются детали, у которых длина меньше диаметра; динамической балансировке подвергаются шпиндель в сборе, все валы в сборе и патроны.

Статическая неуравновешенность легко обнаруживается при установке детали опорными шейками на параллели или диски в специальных приспособлениях. Для проведения динамической балансировки деталей и комплектов типа тел вращения применяют специальные балансировочные станки. Дисбаланс ликвидируется обычно сверлением отверстия в одной из деталей. Иногда устранение дисбаланса осуществляется наплавлением металла на противоположной от места дисбаланса стороне детали. Для окончательной ликвидации неуравновешенных сил инерции необходимо проводить динамическую балансировку комплектов в сборе. Балансировка их непосредственно на станке не дает высокой точности из-за большой разности между собственной частотой колебаний комплекта как твердого тела и частотой возмущений от неуравновешенных сил. ЭНИМСом разработан и испытан метод балансировки комплектов в сборе на качающейся платформе. При этом

можно с большой точностью производить отдельно статическую и динамическую балансировки узлов.

Сборка шпиндельных комплектов на подшипниках качения. В процессе общего монтажа в деталях шпиндельного комплекта не должно быть неравномерных деформаций. Это условие относится к монтажу всех подшипников, особенно к шпиндельным подшипникам. Кольца подшипников легко деформируются, поэтому, чтобы исключить возможное искажение профиля беговых дорожек, при монтаже колец подшипника их ось должна перемещаться параллельно оси посадочного отверстия, а усилие запрессовки должно быть равномерным.

Для выполнения этих условий при сборке применяются различные средства: прессы для запрессовки, гидроскобы для установки шпинделей в корпус и т. д. [39, 60].

На рис. 171 изображено приспособление для запрессовки шпинделя в корпус бабки. В корпусе 1 закреплены гидроагрегат 2, поршень 3, сменная тяга 4 с накладками 5, механизм управления 6 и подвески 7. Собранный цилиндр с подшипником в передней опоре устанавливают в отверстие корпуса, по мере продвижения шпинделя на него устанавливают все детали. Затем на корпус ставят приспособление для запрессовки, тягу 4 которого вставляют в отверстие шпинделя, на тягу устанавливают накладку 5. При включении рукоятки 6 механизма управления масло под давлением подается в полость гидроцилиндра, поршень перемещается влево, и происходит запрессовка шпинделя в корпус.

Приспособление может быть подвешено с помощью балансира к монорельсу, по которому оно может перемещаться вдоль рабочих мест сборки. Точность шпиндельного комплекта токарного станка в наибольшей степени зависит от правильной сборки и точности регулирования шпиндельных подшипников, т. е. от величины зазора или натяга в этих подшипниках. Применяются следующие методы оценки величины зазора или натяга шпиндельных подшипников токарных станков.

1. Определение зазора путем точных измерений отдельных деталей подшипников (диаметров беговых дорожек наружного и внутреннего колец после установки их в корпус и на шпиндель и диаметров роликов) с последующим вычислением величины зазора. Метод весьма трудоемок и требует высокой точности измерения.

2. Определение величины точного осевого перемещения внутреннего кольца подшипника для получения необходимого зазора. Определение величины зазора проводят следующим образом: а) закрепляют внутреннее кольцо подшипника и перемещением наружного кольца определяют первоначальный диаметральный зазор в подшипнике; б) измеряют внутренний диаметр наружного кольца подшипника, устанавливают кольцо в корпус и определяют величину уменьшения диаметра; в) в зависимости от требуемого зазора или натяга с учетом пункта «б» определяют необходимое

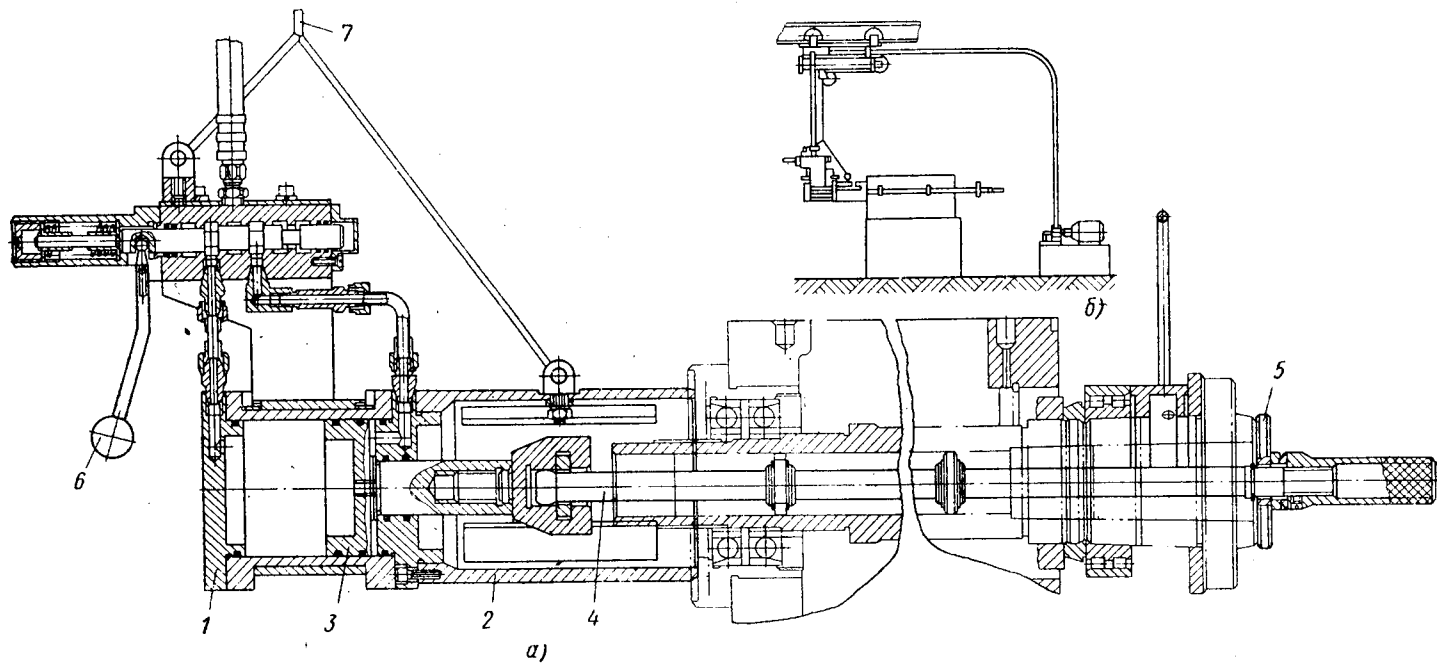


Рис. 171. Приспособление для запрессовки шпинделя в корпус:

а — разрез приспособления; б — схема размещения приспособления и гидроагрегата

увеличение диаметра дорожек качения в *мкм*; г) определяют зависимость между величиной осевого перемещения внутреннего кольца подшипника и увеличением среднего диаметра беговых дорожек внутреннего кольца для данной конструкции и размеров шпинделя.

Величина осевого смещения внутреннего кольца определяется по формуле

$$\Delta l = K (\Delta D_{cp} + a),$$

где K — коэффициент пропорциональности, зависящий от толщины стенок шпинделя; определяется в зависимости от отношения диаметра отверстия шпинделя d_0 в месте посадки подшипника к наружному диаметру d по средней посадочной шейке шпинделя $d_0/d \dots 0,2; 0,5; 0,55; 0,6; 0,65; 0,7; 0,75; 0,8; K = 14; 15; 15,5; 16; 16,5; 17,3; 18,5; 20,2;$

ΔD_{cp} — увеличение диаметра дорожек качения в *мкм*;

$a = 0,01$ — постоянная величина.

3. Измерение величины зазора с помощью эталонных колец. Метод основан на измерении огибающей окружности роликов с помощью набора эталонных колец, внутренние окружности которых измерены с высокой степенью точности. Размеры отверстий эталонных колец охватывают весь диапазон изменений окружности огибающих роликов. Величина зазора определяется сопоставлением размеров отверстий эталонных колец и отверстий наружных колец подшипников, установленных в корпусе. К недостатку данного метода следует отнести необходимость изготовления высокоточных эталонных колец, трудность оценки изменения зазора в зависимости от некруглости беговых дорожек.

4. Измерение величины зазора по радиальному перемещению наружного кольца. Определение зазора в подшипниках серии 3182100, надетых на шпиндель, ведут по показаниям индикаторов, измерительные штифты которых касаются наружной цилиндрической поверхности наружных колец, при покачивании этих колец в плоскости, проходящей через ось шпинделя. Этот метод не учитывает фактического уменьшения отверстия наружного кольца подшипника после запрессовки его в корпус.

5. Определение зазора методом силового отжима. Этот метод широко применяется в лабораториях и производственных условиях

Под действием веса шпинделя зазор бывает выбран в одну сторону. К шпинделю рядом с передней опорой прикладывают вертикальную нагрузку (рис. 172), направленную вниз P_1 . Если теперь шпиндель в точке приложения силы P_1 постепенно нагружать силой P_2 , направленной навстречу силе P_1 и большей, чем сила P_1 , и одновременно измерять вертикальное перемещение шпинделя, то график перемещений в функции нагрузки будет иметь вид, показанный на рис. 173.

График имеет прямолинейные участки OA и BC и криволинейный участок AB . Расстояние между прямыми AO и BC , т. е. OD , является величиной зазора в переднем подшипнике.

6. Определение зазора методом косвенных показателей. Этот метод применяется на станкостроительных заводах при отсутствии других методов регулирования зазоров в подшипниках. Метод заключается в установлении оптимального зазора в подшипниках и его регулировании при обкатке шпинделей с контролем температуры нагрева в зоне расположения шпиндельных подшипников или при проверке станка на виброустойчивость при резании.

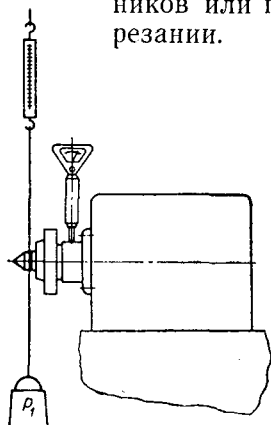


Рис. 172. Схема нагружения шпинделя для определения зазора в подшипнике

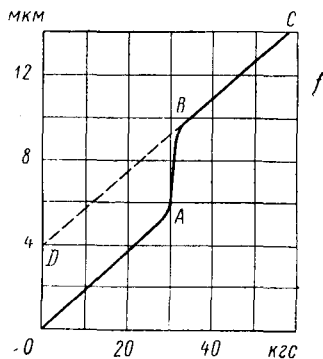


Рис. 173. Диаграмма отжатия шпинделя при определении зазора

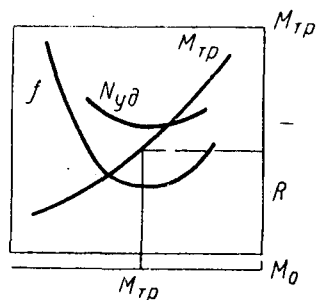


Рис. 174. Зависимость момента трения $M_{тр}$, коэффициента трения f и удельной мощности $N_{уд}$ от нагрузки M_0

7. Один из методов оценки величины зазора-натяга в подшипнике, применяемых для шпиндельных подшипников (см. рис. 18), является регулирование по оптимальному моменту трения. Этот метод широко распространен, особенно в крупносерийном производстве, в результате его простоты и малой трудоемкости. Известно, что с увеличением нагрузки R момент трения $M_{тр}$ опоры возрастает (рис. 174), тогда как величины приведенного коэффициента трения f и удельной мощности $N_{уд}$ трения по мере увеличения нагрузки сначала уменьшаются до определенной оптимальной величины, а при дальнейшем увеличении нагрузки снова увеличиваются.

Следовательно, для любой пары трения при заданной скорости вращения существует определенная величина нагрузки, при которой коэффициент и удельная мощность трения минимальны. Этим минимальным величинам соответствует определенный оптимальный момент трения, увеличение или уменьшение которого свидетельствует об ухудшении условий работы пары трения. Оптимальная величина предварительного натяга определяется отдельно для

передней и задней опор шпинделя в следующей последовательности.

На винтовом прессе при помощи торсиометра и динамометра снимается характеристика статического момента трения M_c в $кгс \cdot мм$, соответствующего осевой нагрузке Q_0 , например, в задней опоре шпинделя. Исследуемый узел устанавливают на испытательный стенд для определения динамического момента трения

$$M_{тр} = \varphi' (M_0) \text{ кгс} \cdot \text{мм}.$$

Затем приведенные величины коэффициентов трения f испытуемого узла подсчитываются по формуле

$$f = \frac{2M_{тр}}{Q_0 d_{ср}},$$

где $d_{ср}$ — средний диаметр испытываемых подшипников. Результаты испытаний для шпиндельного узла с $d_{ср} = 110 \text{ мм}$ показаны

Таблица 22

Данные по испытанию шпинделей

M_0 в $кгс \cdot мм$	Q_0 в $кгс$	$M_{тр}$ в $кгс \cdot мм$	f
40	80	50	0,011
100	240	55	0,0041
160	350	90	0,0043
200	460	115	0,0045
240	600	170	0,0051
260	620	190	0,0056

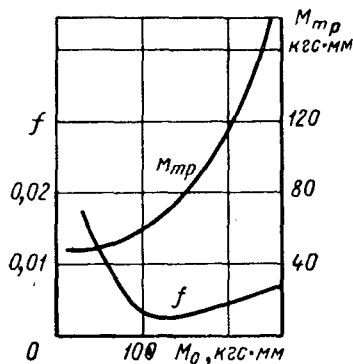


Рис. 175. График для определения оптимальной величины момента трения в опоре

на рис. 175, приведены в табл. 22. Оптимальная величина момента трения для заданного подшипника шпинделя составляет $100 \text{ кгс} \cdot \text{мм}$; этой величине соответствует минимальный коэффициент трения.

После регулирования предварительного натяга в задней опоре регулируют натяг в передней опоре с двухрядным радиальным роликоподшипником типа 3182128. После регулирования статический момент передней опоры составляет $50 \text{ кгс} \cdot \text{мм}$, а в суммарный оптимальный статический момент трения подшипников качения шпинделя $150 \text{ кгс} \cdot \text{мм}$.

Описанный метод позволяет регулировать шпиндельный подшипник (без дальнейшей проверки его на нагрев и заедание) путем определения такой величины статического оптимального момента трения предварительно натянутого подшипника, при которой зазоры отрегулированных подшипников будут находиться в норме и в соответствии с заданными температурным режимом. Для осу-

ществления регулирования по этому методу не требуется сложных измерительных приборов, так как величины статических моментов трения измеряются при помощи динамометрической рукоятки, показанной на рис. 176.

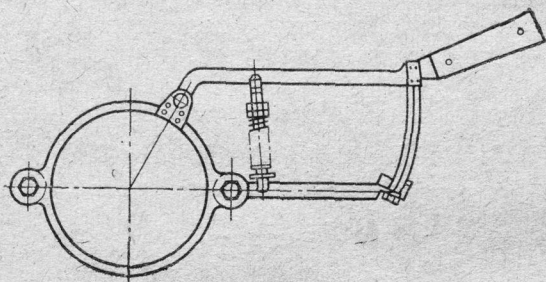


Рис. 176. Динамометрическая рукоятка для измерения статических моментов трения

Для измерения зазора или натяга в подшипниках серии 3182100, установленных в шпиндельные комплекты по типу конструкции, показанной на рис. 18, разработаны специальные устройства, успешно применяемые в промышленности. При помощи этих устройств можно непосредственно измерять с большой точностью диаметр окружности, описанной вокруг роликов. Наибольший интерес представляет «Шведское кольцо» (фирма «SKF») и прибор MGA (фирма «FAG»). Регулирование радиального натяга или зазора в подшипнике осуществляется в результате подшлифовывания промежуточного кольца (рис. 18) и поджима внутреннего кольца подшипника до упора в буртик шпинделя.

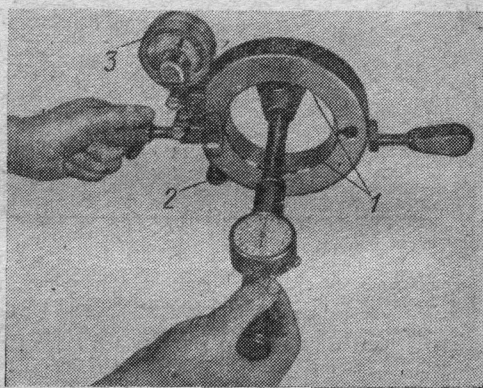


Рис. 177. Настройка прибора «Шведское кольцо»

«Шведское кольцо» (рис. 177) представляет собой измерительное разрезное кольцо с двумя расположенными друг против друга измерительными зонами 1, надеваемыми на ролики подшипника. Изменение диаметра рабочих поверхностей кольца обеспечивается регулировочным винтом 2. Устройство оснащено чувствительным измерительным прибором — микрокатером 3, измеряющим зазор в зеве.

При монтаже регулируемого подшипника описанное устройство применяется следующим образом: наружное кольцо запрессовывается в корпус, по беговой дорожке наружного кольца нутромер настраивается на ноль. Затем по нутромеру разжимают разрезное кольцо измерительного устройства, чтобы его рабочие поверхности повторяли размер диаметра беговой дорожки наружного кольца с учетом натяга подшипника. Стрелочный прибор устройства настраивают на ноль. Соответствующее внутреннее кольцо с комплектом роликов надевают на конусную шейку шпинделя, а измерительное устройство на комплект роликов. Перемещением на конусной шейке внутреннее кольцо разжимают до размера, соответствующего нулевому положению стрелочного прибора (рис. 178). Таким образом, при помощи прибора получают исходный размер диаметра огибающей окружности, соответствующей беговой дорожке наружного кольца, с поправкой на зазор в подшипнике.

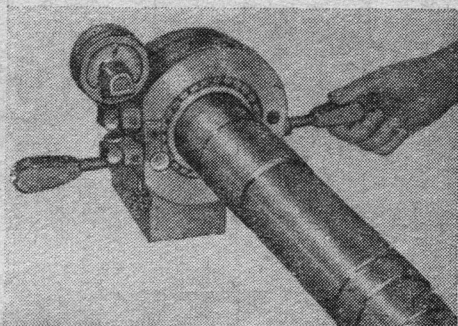


Рис. 178. Регулирование радиального зазора в подшипнике с помощью прибора «Шведское кольцо»

Прибор MGA (рис. 179) представляет собой жесткую раму 1, снабженную двумя закаленными и точно отшлифованными стальными сегментами 2, расположенными один против другого и образующими измерительные поверхности. Верхний сегмент укреплен в раме прибора, а нижний может перемещаться по направляющим качения, собранным с предварительным натягом в радиальном направлении. Перемещения подвижного сегмента регулируют установочной головкой 3, помещенной в нижней части прибора. Измерительное кольцо 4, привернутое к подвижному сегменту, передает перемещения сегмента на индикатор 5.

Перед измерением наружное кольцо подшипника должно быть запрессовано в корпус. Затем индикаторный нутромер с ценой деления 1 мкм настраивают на измерение отверстия наружного кольца подшипника, измеряют это отверстие, и индикатор нутромера настраивают на ноль. Вращая установочную головку до упора направо, разводят сегменты и вводят между ними индикаторный нутромер. Вращая установочную головку налево и одновременно измеряя индикаторным нутромером расстояние между сегментами, перемещают подвижный сегмент до тех пор, пока индикатор нутромера не будет показывать ноль, т. е. расстояние между сегментами в этот момент будет равно диаметру отверстия наружного кольца. После этого индикатор прибора также устанавливают на ноль. Затем выводят индикаторный нутромер из прибора. Внут-

треннее кольцо подшипника с роликами устанавливают на шпindel, предварительно установив кольцо и слегка затянув гайкой.

Вращением установочной головки направо разводят сегменты, вынимают прибор из стойки и надевают на ролики подшипника. Вращая установленную головку налево, освобождают подвижный сегмент, который под действием пружины поджимается к роликам.

Индикатор прибора показывает величину действительного зазора в подшипнике. Вращая ключом гайку шпинделя, смещают

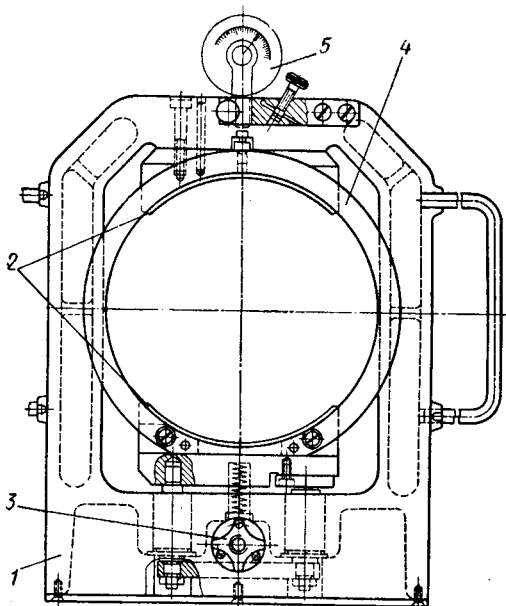


Рис. 179. Прибор MGA для регулирования и измерения радиального зазора в шпиндельном подшипнике 3182100

внутреннее кольцо подшипника до тех пор, пока индикатор прибора не покажет требуемую величину зазора или натяга.

После регулирования шпиндельного подшипника с помощью прибора «Шведское кольцо» или прибора MGA необходимо произвести измерение расстояния между буртиком шпинделя и внутренним кольцом подшипника; проточить промежуточное кольцо по результатам этого измерения, установить его на место и вращением гайки в шпинделе сместить внутреннее кольцо подшипника до упора, проверить показание индикатора прибора; если индикатор показывает

требуемую величину зазора или натяга, измерение заканчивается, в противном случае промежуточное кольцо доводится до требуемого размера.

При помощи указанных приборов можно регулировать величину зазора или натяга с точностью $\pm 0,001$ мм. Такая точность гарантируется при допуске на начальный зазор в подшипнике 30 мкм.

Следующий этап сборки заключается в проверке качества сборки подшипника. Собранный шпиндельный комплект контролируется по выходным точностным параметрам. Контроль точностных параметров производится при его испытании.

Шпиндельные комплекты испытывают на специальных стендах с холостым ходом и под нагрузкой.

На холостом ходу измеряют мощность, уровень шума, уровень и частотность спектра, осевое и радиальное биения шпинделя, до-

водку конусного отверстия шпинделя. При испытании шпиндельного узла под нагрузкой на стенде производится нагружение крутящим моментом и осевой силой, измерение температуры нагрева переднего и заднего подшипников шпинделя.

При испытании на стенде обеспечиваются нагрузки, соответствующие создаваемым в производственных условиях.

Шпиндельный комплект устанавливается в приспособлении стенда для испытания. Он имеет нагрузочную головку, состоящую из тормоза ПТ-40М для создания крутящего момента и пневмоцилиндра диаметром 200 мм для создания осевой нагрузки, а также приспособления, служащего для установки и крепления испытуемого комплекта.

Нагрузочная головка соединяется с узлом с помощью муфты. Производится обкатка комплекта на холостом ходу и под нагрузкой на всех ступенях. Измерение температуры подшипников производится датчиками, закрепленными в отверстиях для подвода масла. Остальные показания снимаются с приборов, установленных на пульте управления.

Сборка шпиндельного комплекта на подшипниках скольжения. При сборке шпиндельных комплектов (см. рис. 22) на подшипниках скольжения важнейшей стадией является регулирование радиального зазора в подшипниках. В собранном комплекте предварительно регулируется радиальный зазор, для этого вращением гаек 1 и 2 добиваются получения зазора согласно техническим условиям.

Проверку величины радиального зазора производят индикатором 3 (рис. 180), измеряющего перемещение шпинделя в результате приложения нагрузки с помощью домкрата 1 через динамометр 2.

Проверку производят неоднократным снятием нагрузки (не менее 2 раз). Положения гаек 1 и 2 (см. рис. 22) отмечаются рисками относительно рисок на подшипниках. Шпиндельный комплект обкатывается на холостом ходу и под нагрузкой осевой силой и соответствующим крутящим моментом. После обкатки проверяют точностные параметры, затем шпиндельный комплект разбирают, промывают и проверяют на отсутствие задиров на рабочих поверхностях подшипников и шпинделя. После контроля шпиндельный комплект собирают окончательно, регулируют радиальный зазор, т. е. совмещают риски гаек 1 и 2 (см. рис. 22) и риски подшипников, и комплект обкатывают до установившейся температуры подшипников. В нагретом состоянии подшипников окончательно регулируют радиальный зазор.

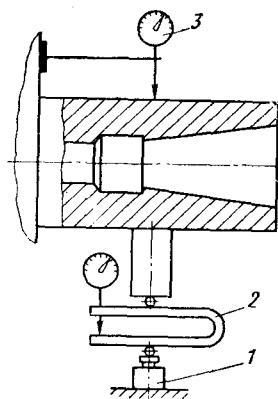


Рис. 180. Схема проверки величины радиального зазора в шпинделях с подшипниками скольжения

ОБЩАЯ СБОРКА ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

Общая сборка станка начинается с монтажа электродвигателя главного привода, коробки скоростей, бака для смазки и бака охлаждения и подключения жгутов электропроводки к установленным электродвигателям, конечным выключателям и электромагнитным муфтам [19, 38, 39, 71]. Все эти сборочные комплекты монтируются на тумбах станины или внутри их, поэтому станина для удобства работы перед монтажом устанавливается на специальные подставки высотой 600—800 мм.

Перед монтажом двигателя главного привода для уменьшения вибраций станка производится подбор клиновых ремней на специальном приспособлении (рис. 181).

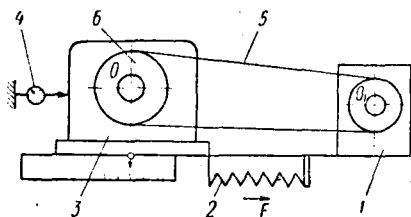


Рис. 181. Схема установки для подбора клиновых ремней

Приспособление состоит из бабки 3 со шкивом 6, имеющей возможность перемещаться в горизонтальной плоскости, стойки 1, жестко закрепленной на раме, пружины 2, которая создает необходимую силу F натяжения на ремне 5 и индикатора 4, показывающего величину перемещения бабки 3, вызванную погрешностью ремня.

После сборки станины на специальных подставках, она снимается с них и передается на участок дальнейшей сборки. Станки нормальной и повышенной точности в серийном и крупносерийном производствах в дальнейшем собирают на конвейере, в единичном и мелкосерийном производствах — на панельных стендах. Установку станины класса В и выше для дальнейшей сборки производят на специальном сборочном стенде-фундаменте, где станина предварительно выставляется по уровню. Выставка станины производится с помощью регулирования клиньев, башмаков или виброизолирующих опор.

Сборка и установка каретки. Нижние направляющие каретки шабруют по направляющим станины с проверкой прилегания по краске. После этого каретки станков класса Н и П шлифуют на базе отшабранных направляющих, шлифуют верхние направляющие под поперечные салазки, верхнюю и переднюю плоскости под фланец винта поперечной подачи, привалочные плоскости под планки и фартук. У кареток для станков класса В и выше все эти плоскости шабруют.

Особое внимание при шабрении каретки уделяется параллельности образующих верхних направляющих под поперечные салазки. Контроль параллельности осуществляется с помощью специального приспособления (рис. 182), состоящего из неподвижной штанги 1, на которой с помощью специального хомута 2 закреплен индикатор 3. Хомут имеет возможность передвигаться по штанге

и устанавливаться на требуемый размер. На правом конце штанги неподвижно закреплена деталь 4 с роликом 5 (или с двумя шариками), который входит своей образующей в паз ласточкина хвоста. На левом конце штанги установлена подвижная деталь 6 с роликом 7 (или двумя шариками), которая постоянно прижимается к направляющей пружинной.

Каретки станков класса Н и П после шлифования собирают с поперечными салазками, клином, винтом поперечной подачи, гайкой и другими деталями. После установки каретки на станину пригоняют нижние и зажимные планки каретки шлифованием одной из плоскостей планок, а у станков класса В и выше — шабрением.

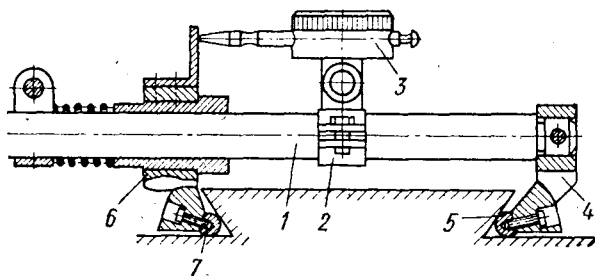


Рис. 182. Приспособление для измерения параллельности образующих направляющих типа «ласточкина хвоста»

При сборке каретки откосы нижних направляющих салазок шабруют на прилегание по откосам направляющих каретки, а клин шлифуют согласно измерению уклона в пазу и затем рабочую сторону клина шабруют по месту. Привалочную плоскость гайки или компенсатора под нее шлифуют согласно измерению.

Перед шлифованием привалочной плоскости гайки сначала измеряют размер от направляющих каретки до оси винта, а затем с помощью приспособления — размер от направляющих салазок до оси гайки. Разность размеров определяет величину компенсатора или размер под шлифование гайки.

Каретки станков классов В и выше перед сборкой должны проходить прикатку направляющих по направляющим станины, а салазки — по направляющим каретки. Степень приработки направляющих должна оцениваться по затрачиваемой мощности во время прикатки. Прикатку проходят также пара винт—гайка поперечной подачи на специальном стенде. Прикатка осуществляется под нагрузкой с обильной смазкой в течение 1—1,5 ч. После приработки детали промывают, направляющие пришабривают по следам натира, а в паре винт—гайка проверяют пятно контакта, которое должно занимать не менее 60% площади витка.

Установка коробки подач, фартука, заднего кронштейна, ходового винта и вала. При установке на станину перечисленных выше сборочных комплектов и деталей необходимо выдержать

параллельность осей подшипников ходового винта направляющим станины в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также совпадение оси гайки винта с осями подшипников винта.

В большинстве конструкций станков для выставки коробки подач и заднего кронштейна на параллельность к направляющим станины в горизонтальной плоскости используется компенсатор, устанавливаемый под кронштейн, или шлифуется привалочная плоскость самого кронштейна.

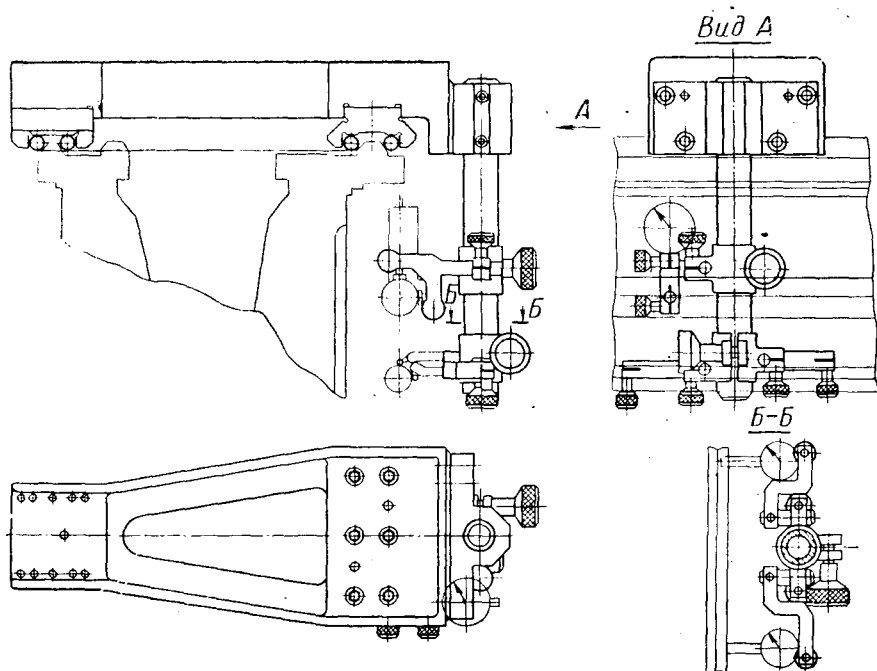


Рис. 183. Приспособление для установки ходового винта параллельно направляющим станины

В серийном и крупносерийном производствах токарных станков параллельность осей подшипников ходового винта относительно направляющих станины в горизонтальной плоскости достигается точным растачиванием осей отверстий в кронштейне и в корпусе коробки подач относительно базовых плоскостей на алмазно-расточных станках, а также точной обработкой базовых платиков на станине.

Для выставки комплектов относительно направляющих станины в вертикальной плоскости базой является фартук, по которому выставляется коробка подач и задний кронштейн. Для станков классов Н и П контроль точности установки комплектов ведется непосредственно по ходовому винту индикаторами (рис. 183), установленными на мостике, который перемещается по направляющим

станины. В этом случае необходимо учитывать величину прогиба ходового винта от собственного веса.

На станках классов В и выше целесообразнее использовать вместо ходового винта три контрольных оправки, установленные в муфту коробки подач, в кронштейн и в резьбу маточной гайки фартука. Контрольные оправки должны быть шлифованы в один размер, а разница в диаметрах учтена при измерении. После затяжки винтов и повторного измерения производится шлифовка коробки подач, фартука, заднего кронштейна, ходового винта и вала. Шлифовка осуществляется с помощью переносного сверлильного станка или с помощью механизированного инструмента.

На станках классов В и выше после установки комплектов производится разгрузка веса фартука на направляющие станины механизмом, предусмотренным конструкцией станка.

Установка шпиндельной бабки. При установке шпиндельной бабки на станину выдерживают параллельность оси шпинделя направлению движения каретки в вертикальной и горизонтальной плоскостях. В некоторых конструкциях станков шпиндельная бабка выставляется в горизонтальной плоскости путем ее разворота на оси с последующим расклиниванием, а в других конструкциях — путем шабрения вертикальных привалочных платиков станины по платикам корпуса шпиндельной бабки. Для выставки оси шпинделя в вертикальной плоскости подшабрируют привалочную плоскость станины непосредственно по корпусу шпиндельной бабки. Контроль ее установки ведется по цилиндрической оправке, вставленной в коническое отверстие шпинделя индикатором, расположенным на каретке. При установке шпиндельной бабки станина должна быть выставлена и проверена на прямолинейность и извернутость направляющих.

Установка суппорта. Суппорт в сборе устанавливается на салазки каретки, а в отверстие шпинделя вставляется цилиндрическая оправка. По индикатору, закрепленному в салазках суппорта, и по боковой образующей оправки устанавливается поворотная часть суппорта в положение, при котором достигаются одинаковые показания индикатора у концов оправки при передвижении салазок. После этого по верхней образующей оправки перемещением каретки проверяют параллельность направления движения каретки суппорта оси шпинделя. Если полученная величина превышает допустимую, то шлифуют привалочную плоскость поворотной части суппорта с соответствующим наклоном по результатам измерения.

Для станков классов В и выше привалочная плоскость поворотной части суппорта шабруется также согласно измерению.

Установка задней бабки. Задняя бабка в сборе устанавливается на направляющие станины так, чтобы ось отверстия пиноли задней бабки была на одинаковой высоте с осью отверстия шпинделя над направляющими станины. Достигается это шлифованием верха или низа мостика задней бабки с последующим шабрением нижних на-

правляющих мостика по направляющим станины. При этом необходимо также выдерживать параллельность оси конического отверстия и параллельность перемещения пиноли задней бабки направлению движения каретки. Контроль производят индикатором, укрепленным на суппорте, по цилиндрическим оправкам, вставленным в конические отверстия шпинделя и пиноли, а также по оправке, зажатой между центрами.

Соосность осей отверстий шпинделя и пиноли в горизонтальной плоскости достигается смещением корпуса задней бабки по мосту. При установке задней бабки станина должна быть выставлена и проверена на прямолинейность и извернутость направляющих.

Окончательная сборка станка, установка остальных сборочных компонентов и деталей, не связанных с проверкой норм точности станка, производится в соответствии с техническими требованиями, чертежами и выполняется параллельно или после вышеописанных работ. Электромонтаж станка производится параллельно сборочным работам, а подключение — после сборки станка, перед его испытанием.

ИСПЫТАНИЯ СТАНКОВ

Испытания станков после сборки. Основными видами испытаний станков являются лабораторные и цеховые испытания станков после сборки, приводов и отдельных механизмов станков, приемочные испытания серийно выпускаемых станков ОТК и заводские испытания опытных образцов новых моделей станков.

После сборки токарного станка производят его испытание под нагрузкой. Испытание может производиться как путем обработки заготовки с максимальной загрузкой станка, так и с помощью специальной установки для испытания без снятия стружки, которая исключает расход металла при испытании.

Установка для силового испытания (рис. 184) токарно-винторезных станков состоит из мультипликатора 1, оправки 2, устройства для контроля установки мультипликатора 3, электрооборудования. Оправку для испытания устанавливают в центрах станка, а мультипликатор — на поперечных салазках суппорта. Эта установка служит для моделирования процесса точения с использованием в кинематической цепи пары косозубых колес.

Вместо обтачиваемой заготовки в центре устанавливают косозубое колесо. Крутящий момент передается на косозубое колесо мультипликатора, закрепленного на поперечных салазках суппорта. От зубчатого колеса вращение передается на нагрузочно-тормозное устройство, в качестве которого может использоваться порошковый тормоз 4 марки ПТ-100М. При испытании проверяют мощность, потребляемую станком. Контроль производят с помощью ваттметра и амперметра. Далее проверяют станок на геометрическую точность и на жесткость по нормам, соответствующим стан-

дарту с последующей доводкой элементов станка в случае неудовлетворения нормам.

Содержание заводских испытаний серийной продукции имеется в технических условиях заводов, выпускающих станки. Испытание

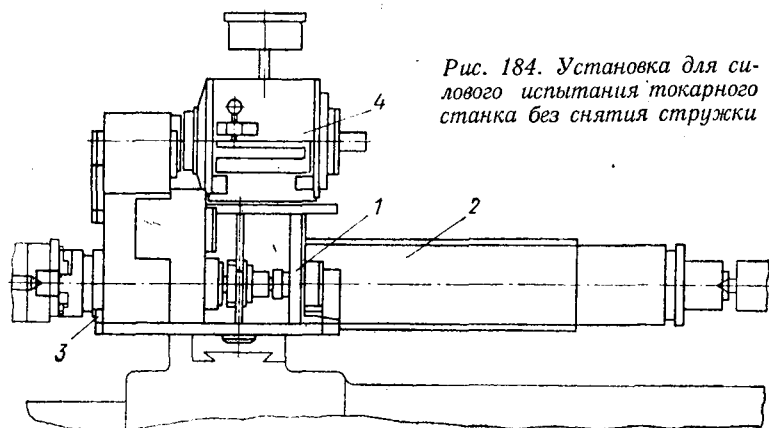


Рис. 184. Установка для силового испытания токарного станка без снятия стружки

опытных образцов для оценки целесообразности их серийного выпуска осуществляется по методике, согласуемой с головным институтом. Ниже приводятся данные по испытаниям станков на виброустойчивость и испытаниям станков с числовым программным управлением.

Испытание станков на виброустойчивость. Испытание на виброустойчивость производится при строго определенных видах обработки и режимах резания. Наиболее распространенным видом обработки при таких испытаниях является точение проходным резцом конусной заготовки, закрепленной на фланце или в конусе шпинделя (рис. 185). Для материала оправки рекомендуется сталь 45 твердостью *HV* 170—

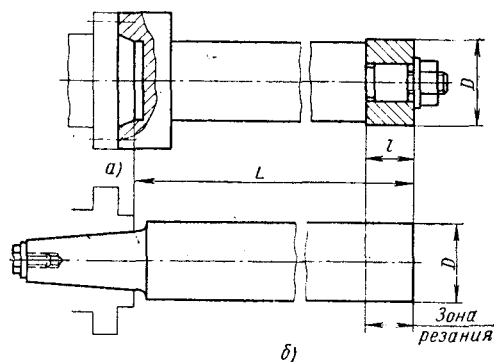


Рис. 185. Эскизы образцов для испытания на виброустойчивость:

а — составная оправка; 2 — цельная оправка

217. Резец выбирается элементарно простой для возможности его проверки и переточки: передний угол 12° , задний $6-8^\circ$, главный угол в плане 45° , вспомогательный угол в плане $10-45^\circ$, угол наклона режущей кромки $0-4^\circ$. На резце не должно быть никаких фасок или «завалов» задней поверхности. Радиус при вершине должен быть порядка одной десятой предельной глубины реза-

ния, т. е. около 0,5 мм, для токарных станков средних размеров. Материал резца не влияет на величину предельной глубины резания, но обычно берется твердый сплав Т15К6.

Диаметр оправки, используемой для испытаний на виброустойчивость, выбирается близким к среднему взвешенному диаметру шпинделя. Если диаметр оправки очень мал, то устойчивость станка при резании будет определяться не его конструкцией и качеством изготовления, а большой податливостью оправки. При большом диаметре оправка становится очень тяжелой, что также снижает устойчивость при резании. Длина оправки подбирается такой, чтобы доля податливости оправки в суммарной податливости станка была небольшой, и в то же время, чтобы соблюдалось нужное расстояние точки приложения силы резания от передней опоры шпинделя. Это делается для того, чтобы предельная глубина резания достигалась при тех режимах и инструменте, которые приняты для испытаний. В современных станках с короткими и жесткими шпинделями вибрации могут и не возникнуть, если оправка имеет недостаточный вылет.

При испытании на виброустойчивость на переднем конце шпинделя не должно быть никаких дополнительных масс (зажимного патрона, планшайбы и т. п.), поскольку эти массы могут изменять виброустойчивость, особенно в случае применения длинных шпинделей. Если масса является неотъемлемой частью станка (например, планшайба лоботокарного станка, несущая шпиндельное зубчатое колесо с внутренним зацеплением), то испытание производится с этой массой, но нормы виброустойчивости в данном случае могут быть иными, чем для станков с аналогичным шпинделем, испытание которых производится без дополнительных масс. Для уменьшения расхода металла оправку рекомендуется делать составной (рис. 185, а). Рекомендуемые для испытаний ориентировочные режимы и размеры оправок приведены в табл. 23.

Облегченные модели станков испытываются по тем же нормам, что и их базовые модели. Если какой-либо завод выпускает станки типоразмерного ряда, то допускается унификация оправки для всего ряда станков. В этом случае предельные глубины резания будут существенно различаться между собой для станков различных размеров. Изменяя длину оправки, можно добиться того, что станки всех типоразмеров будут иметь одинаковую «предельную стружку».

Частоту вращения шпинделя при подборе скорости резания выбирают ближайшим большим к расчетному. При стремлении унифицировать оправки в пределах одного завода можно взять для станков разного типоразмера одинаковые оправки, но при этом следует изменить предельную глубину резания. Обычно предельную глубину резания подбирают по результатам экспериментов, проведенных на 30—50 станках. В табл. 23 приведены ориентировочные режимы, которые могут рассматриваться как минимальные. В зависимости от конструкции станка и качества изготовле-

Размеры оправок и ориентировочные режимы, рекомендуемые для испытаний (скорость резания 50 м/мин, предельная глубина резания 3 мм)

Наибольший диаметр устанавливаемой на станке заготовки в мм	Заготовка			Подача s в мм/об
	D в мм	L в мм	l в мм	
250	50	200	50	0,10
320	70	250	50	0,10
400	80	300	50	0,12
500	100	350	70	0,12
630	110	400	70	0,16
800	130	500	70	0,20
1000	160	600	100	0,20

ния эти режимы могут быть увеличены. Так, например, на станках с диаметром устанавливаемой детали 400 мм может быть получена предельная глубина резания до 10 мм.

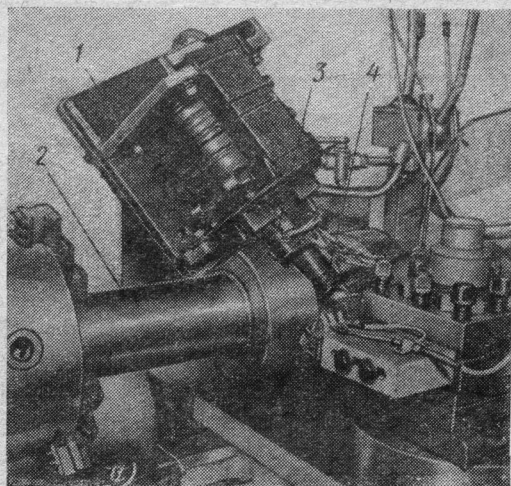
С точки зрения потребителя, собранный станок должен испытываться со всеми установленными на нем комплектующими деталями: с патроном, вращающимся задним центром, люнетами и т. п. При этом число проверок возрастает и выбор норм существенно усложняется. Тем не менее необходимо вести работы в направлении создания комплексных проверок.

Испытание на устойчивость при резании может быть заменено испытанием без резания с помощью вибратора, имитирующего силу резания (рис. 186, а, б), датчиков, измеряющих силу и величину перемещения между резцом и деталью, и электронной аппаратуры, позволяющей записать соотношение между силой и перемещением в широком диапазоне частот [24, 25]. По этой зависимости, представляющей собой динамическую характеристику станка, можно после накопления экспериментальных данных определить не только границу устойчивости станка, но и в ряде случаев причину его низкой виброустойчивости.

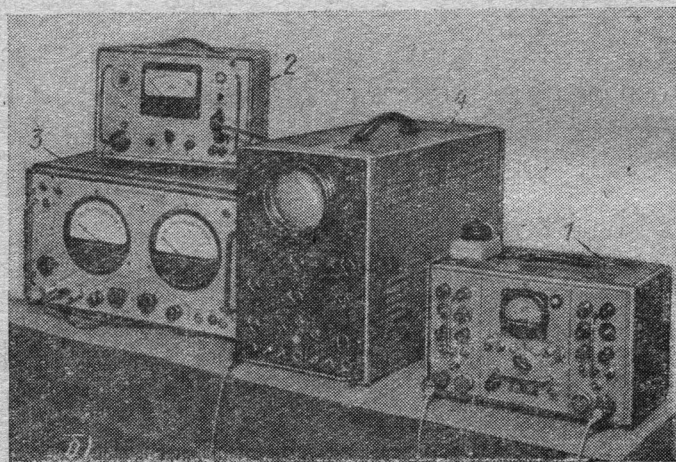
Испытания токарных станков с числовым программным управлением. Основная цель испытаний — оценка точности и надежности станка и системы управления. Испытания состоят из следующих этапов.

1. Проверка статической точности станка, которая включает: а) проверку норм точности станка, во многом аналогичную проверкам норм точности непрограммных станков. Обычно токарные станки с программным управлением принимаются по нормам токарных станков повышенной точности; б) проверку точности пере-

мещений по обеим координатам (юстировку станка); при перемещении на малые длины проверку производят с помощью концевых мер и микронных индикаторов, микрокатетеров или микрокомпараторов; на всей длине перемещения суппорта проверки производят с помощью оптических зеркальных шкал и микроскопов; допускае-



а)



б)

Рис. 186. Общий вид аппаратуры для испытания станка на виброустойчивость:

а — силовая часть установки; 1 — вибратор; 2 — оправка для установки вибратора; 3 — динамометр; 4 — датчик для измерения перемещений; б — электронная аппаратура для получения динамических характеристик: 1 — усилитель для датчиков; 2 — частотомер; 3 — фазометр; 4 — катодный осциллограф

мые отклонения, принятые в отечественном станкостроении, приведены в табл. 24; с ростом точности возрастает влияние скоростей позиционирования, которые следует оговаривать при испытаниях; в) проверка отработки размеров на предельных рабочих скоростях

Таблица 24

Точность позиционирования (точность перемещений)

Величина перемещений в мм	Допускаемое отклонение в мкм для класса точности станка				
	Н	П	В	А	С
До 125	25	13	6	3	1,5
125—200	32	16	8	4	2
200—320	40	20	10	5	2,5
320—500	50	25	12	6	3
500—800	63	32	16	8	4
800—1250	80	40	20	10	5
1250—2000	100	50	25	12	6
3000—3200	125	63	32	16	8

и на скоростях ускоренного хода, которая преследует цель установить наличие сбоев, потерю импульсов и т. д.; как правило, она производится для какого-либо одного размера, при отработке которого суппорт разгоняется до максимальной скорости; этот размер не должен быть меньше 200—250 мм в случае предельных скоростей перемещений до 5 м/мин; г) проверка точности и стабильности отработки единичных импульсов; точность отработки единичных импульсов характеризует качество привода подачи станка; в лучших приводах подачи и станках допускается отклонение от номинальной величины импульса (дискрету) до 50% с полем допуска на рассеяние один импульс; проверка производится с помощью оптических шкал и микроскопа, но возможно применение микронного индикатора; д) проверка стабильности отработки размера и выхода суппорта в нулевое положение; стабильность определяется полем рассеяния размера, которое должно быть не больше величины импульса (дискрету); в лучших станках стабильность отработки размера определяется величиной порядка нескольких микрон, а стабильность выхода суппорта в нулевое положение — меньше микрона; е) проверка зоны нечувствительности; суммарная зона нечувствительности определяется величиной задаваемого от пульта предварительным набором или по программе перемещения, которое должно быть сообщено приводу подач при реверсе, раньше, чем суппорт начнет двигаться. Даже при отсутствии зазоров в

механической системе зона нечувствительности возникает и вследствие наличия зоны застоя у двигателей привода подачи, а также из-за нежесткости элементов цепи подач и наличия сил трения в опорах и направляющих. Особенно зона нечувствительности увеличивается при отсутствии натяга в шариковых гайках из-за нелинейной зависимости деформаций в ней от нагрузки.

Зона нечувствительности незатянутой шариковой гайки, в которой выбран зазор, может достигать 10—15 мкм при силах трения в направляющих порядка нескольких килограмм. Суммарная зона нечувствительности в станках в среднем составляет 0,02—0,03 мм, а зазоры в зубчатых редукторах, приведенные к перемещению суппорта, составляют величину порядка 1 мкм.

2. Измерение (или оценка) равномерности движения независимо по каждой из координат без резания. При малых скоростях подачи (менее 20 мм/мин) допускается неравномерность движения до 200%, особенно в случае шагового привода. Размах колебаний суппорта при колебаниях, вызываемых шаговым приводом, не должен превышать 2 мкм при любых скоростях, начиная с 10 мм/мин. Не допускается увеличения амплитуды более чем в 2 раза при резонансных скоростях подачи, когда частота импульсов от привода совпадает с собственной частотой системы станка. Для тонких измерений равномерности движения используются индукционные датчики или акселерометры с интегрирующей ячейкой и осциллографы. Грубые оценки неравномерности производятся визуально с помощью индикатора или ручных вибрографов и других приборов.

3. Измерение точности перемещений при обработке конусов без резания. Суппорту задается по программе движение по обеим координатам одновременно. В резцедержатель закрепляют индикатор или датчик. На станине или задней бабке устанавливают точную планку под углом к оси шпинделя, соответствующим запрограммированному конусу. Измеряют скачки суппорта и отклонение от заданной траектории при разных скоростях подачи и неравномерность движения продольного суппорта при обработке конусов с углом около 88° и поперечного суппорта при обработке конусов с углом около 2° .

4. Измерение точности резьбонарезной цепи без резания. В центры станка устанавливают эталонный винт, а в суппорт — индикатор или датчик. В последнем случае показания записываются самописцем. Измеряются как накопленная, так и внутришаговая ошибки.

5. Проверка станка на холостом ходу. Составляют программу для обработки детали так, чтобы при обработке этой программы полнее использовались все возможности станка (ускоренный ход на длине свыше 200 мм, обработка конусов, резьб и т. д.). Программа обрабатывается станком в течение нескольких смен. Цель испытания — проверка надежности механизмов станка, отсутствия сбоя, стабильности возврата в нулевое положение и т. д.

6. Проверка точности обработки конусов, сфер и резьб. В качестве заготовок используют оправки, обрабатываемые в центрах. Обработка конусов с разными углами при вершине и сфер ведется с одной и той же минутной подачей вдоль образующей. Проверяется чистота поверхности, отсутствие рисок в местах изменения знака скорости подачи и в местах изменения скорости вращения детали. На микроскопе измеряется угол при вершине конуса. Возможна проверка по калибру и по краске. Прямолинейность образующей конуса оценивается с помощью приборов для контроля прямолинейности. Грубая проверка производится с помощью ледяной линейки. Резьбы нарезаются на центровой оправке длиной 150 или 300 мм на такую глубину, чтобы внутрь витка можно было завести шарик щупа измерительного прибора.

7. Точность обработки партии деталей. Обрабатывается партия деталей в количестве 30—50 шт. Для оценки точности обработки размеров при резании измеряют не только абсолютные размеры детали, но и перепад размеров между отдельными ступенями. Это позволяет исключить влияние износа реза, тепловых деформаций, а также различных случайных причин.

Испытания, описанные выше, производят дополнительно к тем, которые обычно производят и на непрограммных станках.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ОБОЗНАЧЕНИЯ ОРГАНОВ УПРАВЛЕНИЯ СТАНКА

	Пуск		Ручное управление
	Останов, стоп		Местное освещение
	Пуск совмещен с остановом		Включение тормоза
	Увеличение (например, частоты вращения, скорости)		Выключение тормоза
	Уменьшение (например, частоты вращения скорости)		Электродвигатель
	Быстрое перемещение		Охлаждающая жидкость
	Поперечная подача		Насос охлаждения
	Вертикальная подача		Смазочная жидкость
	Ограниченное вращение		Масляный насос
	Ограниченное вращение туда и обратно		Скорость вращения (X — частота вращения)
	Бесступенчатое регулирование		Опасно! Высокое напряжение (красного цвета)
	Направление вращения вала		Внимание! Осторожно! (желтого цвета)

1. Агурский М. С., Вульфсон И. А. и Ратмиров В. А. Числовое программное управление станками. М., Машиностроение, 1966.
2. Азаров А. С. Механизация и автоматизация обработки деталей на токарных станках. М.—Л., Машгиз, 1961.
3. Ачеркан Н. С. и др. Металлорежущие станки. Т. 2. М., «Машиностроение», 1965.
4. Ачеркан Н. С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. М., Машгиз, 1949.
5. Бакшт Р. И. и Лемберг М. Д. Зажимные устройства токарных станков. М., Машгиз, 1962.
6. Благоразумов В. Е., Мушкин А. А. и др. Токарный станок. Свидетельство на промышл. образец № 1261. «Бюллетень изобретений», 1971, № 5.
7. Ващук Н. М. Справочник по расчету металлорежущих станков. Красноярск. Кн. изд., 1965.
8. Гаврилов А. Н. и Э. М. Годин. Повышение точности обработки на станках с пневмогидравлическим приводом подачи. «Станки и инструмент», 1967, № 2.
9. Гушин В. Ф. Автоматизация токарных станков с помощью гидросуппортов. Л., Лениздат, 1960.
10. Детали общемашиностроительного применения. М., ЦИНТИАМ, 1964.
11. «11 Европейская станкостроительная выставка 1969 г. в Париже». Раздел III. М., НИИМАШ, 1969.
12. Ермаков В. В. Гидравлический привод металлорежущих станков. М., Машгиз, 1963.
13. Зайцев П. П. Гидрокопировальные устройства металлорежущих станков. М.—Свердловск, Машгиз, 1962.
14. Захаров Н. В. и Ребиндер А. В. Обработка сферических поверхностей деталей и виброгаситель для обработки деталей типа шестерен. Л., Листок новатора № 39 (316), ЛДНТП, 1955.
15. Каминская В. В., Левина З. М. и Решетов Д. Н. Станины и корпусные детали металлорежущих станков. М., Машгиз, 1960.
16. Каминская В. В. и Ривин Е. И. Виброизоляция прецизионных станков. «Станки и инструмент», 1964, № 11.
17. Кедров С. С. и Ермаков Г. А. Пружинящий резцедержатель для токарных резцов. Авт. свид. № 118. 683. «Бюллетень изобретений», 1959, № 6.
18. Кедров С. С., Кудинов В. А. и Павлов А. Г. Стенд для оценки уровня вибрации электродвигателей. Авторское свид. № 177 662. «Бюллетень изобретений», 1966, № 1.
19. Кольцов С. К. и Капустин И. И. Сборка узлов и механизмов машин и автоматов. Ростехиздат, 1961.
20. Коробейников В. Г., Сак-Шак Б. А. и Тетелютин Ю. Л. Автоматизация универсальных металлорежущих станков. М.—Свердловск, Машгиз, 1960.
21. Корсаков В. С. и Новиков М. П. Справочник по механизации и автоматизации сборочных работ. М., Машгиз, 1961.
22. Кудинов В. А. Динамика станков. М., Машиностроение, 1967.
23. Кудинов В. А., Воробьев Т. С. и Симов В. С.

Влияние погрешностей изготовления передней опоры шпинделя на виброустойчивость токарных станков. Сборник ЭНИМСа, М., НИИМАШ 1966.

24. Кудинов В. А., Миков И. Н. и др. Аппаратура для динамического испытания станков. Сб. «Металлорежущие и деревообрабатывающие станки и автоматические линии». Вып. 1, НИИМАШ, 1970.

25. Кудинов В. А. и Миков И. Н. Электромагнитные вибраторы для динамического испытания станков. Сб. «Металлорежущие и деревообрабатывающие станки и автоматические линии». Вып. 12, НИИМАШ, 1969.

26. Кучер А. М., Кучер И. М. и Ансеров Ю. М. Токарные станки и приспособления. Л., «Машиностроение», 1969.

27. Кучма Л. К. Приборы для гашения вибраций при работе на токарных станках. Сб. «Прогрессивная технология машиностроения», ЛОНИТОМАШ. Кн. 27. Ч. II.

28. Левашев А. В. Основы расчета точности кинематических цепей металлорежущих станков. М., «Машиностроение», 1966.

29. Лоскутов В. В. Методика курсового проектирования по дисциплине «Металлорежущие станки». Свердловск, Сред.-Уральск. кн. изд. 1964.

30. Любомирский Э. И. Исследование передних концов шпинделей токарных и токарно-револьверных станков. «Станки и инструмент», 1957, № 9.

31. Львов Д. С. Основы экономического проектирования машин. М., «Экономика», 1966.

32. Махшаков Н. И. Механизм преселективного управления. Авт. свид. № 249142. «Бюллетень изобретений», 1966, № 1.

33. Махшаков Н. И. Реле контроля скорости. Авт. свид. № 276547. «Бюллетень изобретений», 1970, № 23.

34. Малов А. Н. Механизация и автоматизация универсальных металлорежущих станков. М., «Машиностроение», 1969.

35. Марголин Л. В. Планетарная передача винт—гайка качения с резьбовыми роликами. «Станки и инструмент», 1970, № 1.

36. Маталин А. А. и Рысцова В. С. Точность, производительность и экономичность механической обработки. М.—Л., Машгиз, 1963.

37. «Международная станкостроительная выставка 1968 г. в Лондоне», Вып. 1 и 2. М., НИИМАШ, 1968.

38. Новиков М. П. Основы конструирования сборочных приспособлений. М., Машгиз, 1960.

39. Новиков М. П. Основы технологии сборки машин и механизмов. М., «Машиностроение», 1969.

40. Орлов П. И. Основы конструирования. М., «Машиностроение», 1968.

41. Пакидов П. А. Программное управление токарными и револьверными станками. М.—Л., Машгиз, 1962.

42. Перетяtko М. С. Жесткость передних бабок прецизионных токарных станков. «Вестник машиностроения», 1966, № 8.

43. Перетяtko М. С. Исследование температурных деформаций прецизионных станков. Труды Ульяновского политехнического института. Вып. 1, 1966.

44. Плужников А. И. Расчет точности зубо- и резьбообрабатывающих станков, М., ЦБТИ, 1958.

45. Пратусевич Р. М. Эксплуатационные режимы нагружения универсальных станков. «Станки и инструмент», 1960, № 6.

46. Проников А. С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. М., Изд-во «Высшая школа», 1967.

47. Пронин Б. А. и Лапшина Н. В. Передачи поликлиновыми ремнями. «Вестник машиностроения», 1971, № 1.

48. Пуш В. Э. Малые перемещения в станках. М., Машгиз, 1961.

49. Ратмиров В. А., Чурин И. Н. и Шмутер С. Л. Повышение точности и производительности станков с программным управлением. М., «Машиностроение» 1970.

50. Ривин Е. И. и Котляренко Л. Б. Подготовка расчетной схемы для динамических расчетов коромысел скоростей. «Станки и инструмент», 1963, № 3.

- № 51. Рыжков Д. И. Вибрации при резании металлов и методы их устранения. М., Машгиз, 1961.
52. Самоподстраивающиеся станки. Управление упругими перемещениями в станках. Под ред. Балакшина Б. С., М., «Машиностроение», 1967.
53. Сильченко Т. С. Приспособление для обработки шаровых поверхностей. «Станки и инструмент», 1960, № 19.
54. Славин И. И. Инструкция по уменьшению производственных шумов в промышленных зданиях и сооружениях (проект). Л., ЛИОТ, 1959.
55. Соколов Ю. Н. Температурные деформации корпусных деталей. «Станки и инструмент», 1957, № 10.
56. Соколов Ю. Н. и Фигатнер А. М. Выбор основных параметров шпиндельных узлов прецизионных станков. «Станки и инструмент», 1963, № 8.
57. Станкостроение в капиталистических странах. Под ред. А. П. Владзиевского М., ЦИНТИМАШ, 1962.
58. Труды Ижевского механического института. Вопросы совершенствования металлорежущих станков, технологических процессов и резания металлов. Ижевск, изд-во «Удмуртия», 1966.
59. Труды Ижевского механического института. Совершенствование процессов резания и повышение точности металлорежущих станков. Ижевск, изд-во «Удмуртия», 1969.
60. Федоров Б. Ф. Рациональный способ распрессовки и запрессовки деталей машин. М., — Свердловск, Машгиз, 1955.
61. Фигатнер А. М., Фискин Е. А., Бондарь С. Е. Конструкция, расчет и методы проверки шпиндельных узлов с опорами качения. М., НИИМАШ, 1970.
62. Фомин С. Ф. Приспособления и вспомогательный инструмент к токарным станкам. М., Машгиз, 1963.
63. Чалый - Прилуцкий А. Н. Обоснование и определение основных технических характеристик металлорежущих станков при их проектировании. М., «Высшая школа», 1969.
64. Шамаков В. Т. Выравнивающая пневматическая виброопора для прецизионных станков. «Станки и инструмент», 1970, № 1.
65. ЭНИМС. Виброизолирующие опоры и коврики для установки металлорежущих станков. М., ОНТИ, 1965.
66. ЭНИМС. Виброизоляция прецизионных станков. М., ОНТИ, 1964.
67. ЭНИМС. Выявление основных возбудителей шума коробок приводов металлорежущих станков. М., ОНТИ, 1962.
68. ЭНИМС. Испытание и исследование металлорежущих станков. М., ЦБТИ, 1958.
69. ЭНИМС. Методика испытания токарных станков средних размеров общего назначения на виброустойчивость при резании. М., ОНТИ, 1961.
70. ЭНИМС. Методика расчета экономической эффективности внедрения новых металлорежущих станков и автоматических линий. М., ОНТИ, 1963.
71. Проектирование и монтаж электрооборудования металлорежущих станков. М., Машгиз, 1961.
72. ЭНИМС. Шпиндельные гидростатические подшипники (расчет и проектирование). Руководящие материалы. М., ОНТИ, 1969.
73. ЭНИМС. Шпиндельные многоклиновые гидродинамические подшипники жидкостного трения (расчет и проектирование). М., ОНТИ, 1965.
74. Этин А. О., Шумяцкий Б. Л. Области применения токарных станков. М., НИИМАШ, 1970.
75. Юмштык М. Г., Махшаков Н. И., Соловьев Г. М. Механизация точного останова станка. Авт. свид. № 312739. «Бюллетень изобретений», 1971, № 26.
76. Металлорежущие и деревообрабатывающие станки, автоматические линии, вып. 8—9, 1967.

Введение	3
Глава I. Компоновки и кинематические схемы токарных станков	5
Токарно-винторезные станки и их модификации	5
Гаммы отечественных токарных станков	17
Глава II. Конструкции основных агрегатов и механизмов	25
Характеристика приводов главного движения и подачи	25
Тиристорный привод	30
Гидравлический привод	33
Передаточные механизмы	35
Шпиндельные подшипники	37
Устройства для торможения	44
Механизмы управления	47
Коробки скоростей станков	50
Механизмы привода подачи	58
Коробки подач	59
Механизмы фартуков	62
Суппорты	76
Резцедержатели	80
Механизмы для отсчета продольных и поперечных переме- щений резца	81
Конструкции суппортов и задних бабок	85
Основные детали токарных станков	91
Глава III. Принадлежности. Устройства для установки и закрепления обрабатываемых деталей и инструментов	104
Комплектация токарных станков	104
Устройства для установки и закрепления обрабатываемых де- талей	106
Устройства для установки и закрепления режущего инстру- мента	108
Устройства для установки инструмента на размер	113
Глава IV. Механизация и автоматизация токарных станков	117
Механизированные патроны	117
Механизированные задние бабки	120
Применение гидрокопировальных суппортов	122
Устройства для ограничения хода суппортов	124
Резьбонарезные приспособления	128
	279

Глава V. Токарные станки с программным управлением и индикацией перемещений	131
Общая характеристика	131
Компоновка станков с программным управлением	132
Описание систем числового программного управления токарными станками	141
Особенности приводов главного движения и подачи в станках с числовым программным управлением	147
Особенности механических узлов в станках с числовым программным управлением	153
Применение систем цифровой индикации перемещений в токарных станках	164
Глава VI. Расширение технологических возможностей токарных станков	169
Комбинированные станки	169
Размерные модификации	170
Устройства, расширяющие технологические возможности токарных станков	173
Механические копировальные устройства	173
Электрические копировальные устройства	175
Глава VII. Особенности проектирования токарных станков	179
Вопросы экономики, учитываемые при проектировании токарных станков	179
Особенности конструирования цепей главного привода, подачи и шпиндельных бабок	180
Качественные показатели токарных станков и влияющие на них факторы	195
Расчет размеров цепей токарных станков	237
Глава VIII. Организация сборки и испытаний токарных станков	249
Очистка и промывка деталей и узлов	249
Шабрение базовых деталей станков	249
Сборка шпиндельных комплектов	252
Общая сборка токарных станков	264
Испытания станков	268
Приложение	275
Список литературы	276

ТОКАРНЫЕ СТАНКИ

Коллектив авторов

Редактор издательства *Л. И. Воронина*
Технический редактор *Л. П. Гордеева*
Корректор *А. М. Усачева*
Художник *Е. Н. Волков*

Сдано в набор 26/IX 1972 г.
Подписано к печати 13/IV 1973 г.
Т-05468. Формат 60 X 90/16
Бумага № 3. Печ. л. 17,5. Уч.-изд. л. 19,9.
Тир. 35 000 экз. Зак. № 2058. Цена 1 р. 11 к.

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ», Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
193144, Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

1 р. 11 к.

49385

Д4

2036



«МАШИНОСТРОЕНИЕ»