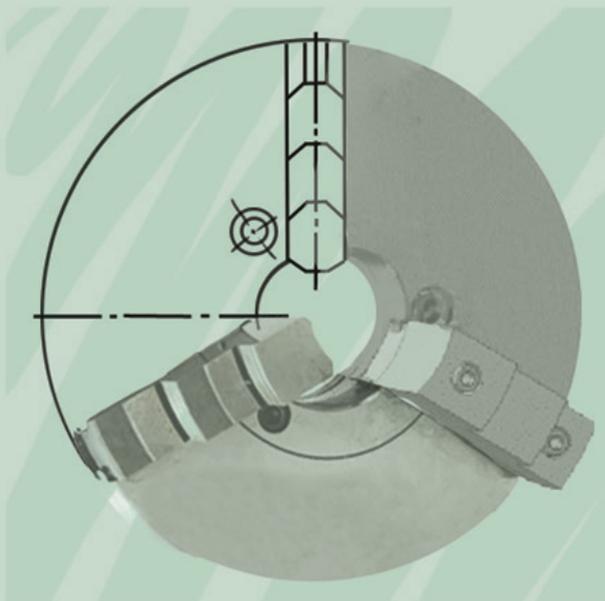


Министерство образования и науки Российской Федерации
Тольяттинский государственный университет
Институт машиностроения
Кафедра «Оборудование и технологии машиностроительного производства»

К.Я. Васькин

СТАНОЧНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Электронное учебное пособие



© ФГБОУ ВПО «Тольяттинский
государственный университет», 2015

ISBN 978-5-8259-0928-8

УДК 621.002.54

ББК 34.448-77

Рецензенты:

д-р техн. наук, профессор, завкафедрой «Сервис технических и технологических систем» ФГБОУ ВПО ПВГУС *Б.М. Горшков*;
канд. техн. наук, доцент Тольяттинского государственного университета *Д.А. Расторгуев*.

Васькин, К.Я. Станочные приспособления : электронное учеб. пособие / К.Я. Васькин. – Тольятти : Изд-во ТГУ, 2015. – 1 оптический диск.

В учебном пособии изложены методика и порядок проектирования приспособлений для установки и закрепления заготовок при их обработке на металлорежущих станках, приведены примеры расчета и проектирования приспособлений, даны справочные материалы.

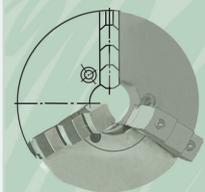
Предназначено студентам при изучении теоретического курса и выполнении практических работ по дисциплине «Оборудование и оснастка машиностроительных производств», а также для курсового и дипломного проектирования при обучении по направлению подготовки 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, профиль «Технология машиностроения».

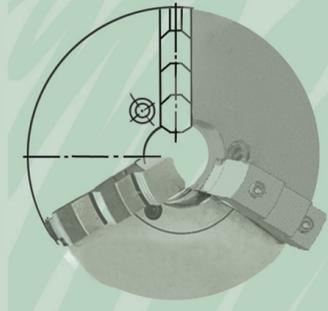
Текстовое электронное издание.

Рекомендовано к изданию научно-методическим советом Тольяттинского государственного университета.

Минимальные системные требования: IBM PC-совместимый компьютер: Windows XP/Vista/7/8; ППП 500 МГц или эквивалент; 128 Мб ОЗУ; SVGA; Adobe Acrobat Reader.

© ФГБОУ ВПО «Тольяттинский
государственный университет», 2015





Редактор *О.И. Елисеева*

Технический редактор *Н.П. Крюкова*

Компьютерная верстка: *Л.В. Сызганцева*

Художественное оформление,

компьютерное проектирование: *Г.В. Карасева*

Дата подписания к использованию 16.12.2015.

Объем издания 9 Мб.

Комплектация издания: компакт-диск, первичная упаковка.

Заказ № 1-14-15.

Издательство Тольяттинского государственного университета

445667, г. Тольятти, ул. Белорусская, 14

тел. 8(8482) 53-91-47, www.tltsu.ru

Содержание

Введение	5
1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ	7
2. ПРИНЦИПЫ БАЗИРОВАНИЯ ЗАГОТОВОК	8
3. ЭЛЕМЕНТЫ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ	14
4. РАСЧЕТ СИЛ, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ЗАКРЕПЛЕНИЯ ЗАГОТОВОК	40
5. РАСЧЕТ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ТИПОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ	53
6. ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ	62
7. ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ТОКАРНЫХ И КРУГЛОШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ	66
8. ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ СВЕРЛИЛЬНЫХ СТАНКОВ	82
9. ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ	95
10. ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ОБРАБАТЫВАЮЩИХ ЦЕНТРОВ И АВТОМАТИЧЕСКИХ ЛИНИЙ	112
11. РАСЧЕТ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ НА ТОЧНОСТЬ	136
12. РАСЧЕТ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ	141
Контрольные вопросы	143
Заключение	144
Библиографический список	146

ВВЕДЕНИЕ

От точности приспособления в значительной мере зависит точность изготовления деталей. Для повышения точности приспособлений их необходимо проектировать на основе расчетов. Разработка приспособлений без таких расчетов приводит к ужесточению допусков на элементы приспособлений, созданию громоздких приспособлений, что вызовет неоправданные затраты производства.

Дисциплина «Оборудование и оснастка машиностроительных производств» предусматривает изучение методов проектирования технологического оснащения.

Целью преподавания дисциплины является формирование у студентов знаний технических основ и методов расчета и проектирования технологической оснастки.

Задачами изучения дисциплины являются:

- изучение методов проектирования технологической оснастки;
- расчёт необходимой точности и выбор базирующих и координирующих устройств;
- расчёт сил закрепления и выбор зажимных устройств;
- выбор и расчёт силовых устройств;
- изучение конструкций переналаживаемой оснастки;
- получение навыков разработки приспособлений для крепления режущего инструмента, приспособлений, расширяющих технологические возможности станков, контрольных приспособлений, приспособлений для автоматических линий.

В результате изучения дисциплины студенты должны знать:

- основные понятия и определения;
- виды технологической оснастки и методы ее проектирования;
- конструкции элементов переналаживаемой оснастки;
- особенности применения универсально-сборной оснастки для станков с ЧПУ, многоцелевых станков и гибких автоматизированных производств;
- методику расчета экономической эффективности применения технологической оснастки.

В результате изучения дисциплины студенты должны уметь:

- рассчитывать необходимую точность приспособлений;
- рассчитывать силы закрепления зажимных устройств;
- выбирать и рассчитывать силовые устройства для различных видов механической обработки деталей;
- самостоятельно рассчитывать и проектировать оснастку для станков;
- рассчитывать экономическую эффективность применения технологической оснастки;

а также владеть методами:

- базирования заготовок в приспособлении;
- расчета усилий зажима заготовок в приспособлении.

1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ

Приспособлениями называют вспомогательные устройства к технологическому оборудованию при механической обработке, сборке и контролю заготовок и деталей, узлов и изделий.

Применение станочных приспособлений позволяет:

- надежно базировать и закреплять обрабатываемую деталь с сохранением ее жесткости в процессе обработки;
- стабильно обеспечивать высокое качество обрабатываемых деталей при минимальной зависимости качества от квалификации рабочего;
- повысить производительность и облегчить условия труда в результате механизации приспособлений;
- расширить технологические возможности используемого оборудования.

Станочные приспособления классифицируются:

– по типу станков – токарные, фрезерные, расточные, шлифовальные, сверлильные, зубофрезерные, зубошлифовальные, зубошевинговальные, сборочные, сварочные, гибочные;

– по степени специализации – специальные (предназначены для выполнения только одной операции в серийном и массовом производстве); переналаживаемые (групповые) (используются для обработки на одной операции группы деталей разных наименований); универсально-сборные, собираемые из стандартных деталей (применяются для обработки различных деталей на разных операциях в опытно-мелкосерийном производстве); универсальные, для обработки различных деталей в единичном и мелкосерийном производстве (патроны, тиски, делительные головки, поворотные столы);

– по уровню механизации – ручные, механизированные, полуавтоматические, автоматические;

– по виду привода – пневматические, пневмогидравлические, гидравлические, электромеханические, магнитные, вакуумные, центробежно-инерционные.

2. ПРИНЦИПЫ БАЗИРОВАНИЯ ЗАГОТОВОК

При обработке заготовок на станках осуществляется базирование – придание заготовке требуемого положения относительно элементов станка, определяющих траекторию движения подачи режущего инструмента.

База – это поверхность (линия или точка), принадлежащая заготовке (детали), используемая при базировании. Схема расположения опорных точек на базах заготовки называется схемой базирования. Согласно ГОСТ 21495-76 опорные точки обозначаются символами: ∇ – для вида сбоку и \diamond – для вида сверху. Опорные точки нумеруются порядковыми номерами, начиная с базы, на которой располагается наибольшее количество точек.

А. По назначению

Конструкторская:

основная

вспомогательная

Технологическая

Измерительная

Б. По лишаемым степеням свободы

Установочная

Направляющая

Опорная

Двойная направляющая

Двойная опорная

В. По характеру проявления

Скрытая

Явная

Рис. 1. Классификация баз по ГОСТ 21495-76

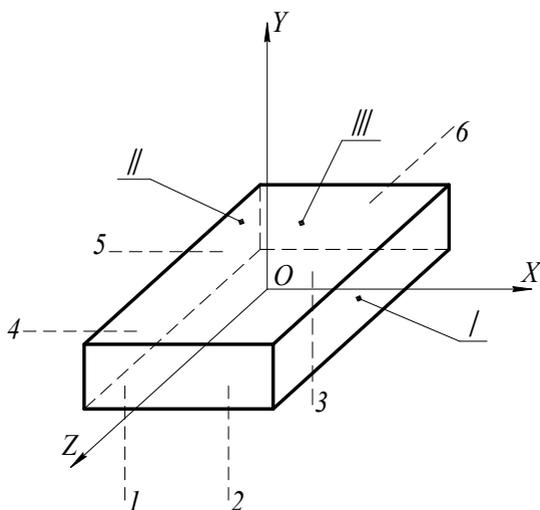


Рис. 2. Схема базирования призматической детали, комплект баз:
I – установочная (точки 1, 2, 3); *II* – направляющая (точки 4, 5);
III – опорная (точка 6)

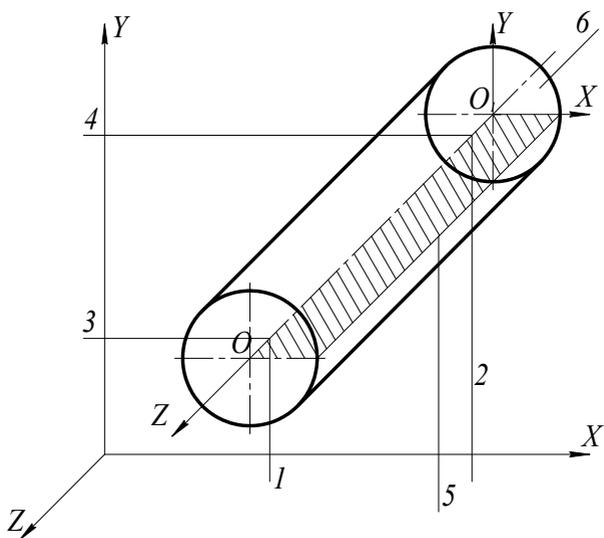


Рис. 3. Схема базирования детали типа «валик», комплект баз: двойная
направляющая (точки 1, 2, 3, 4); опорные (точки 5, 6)

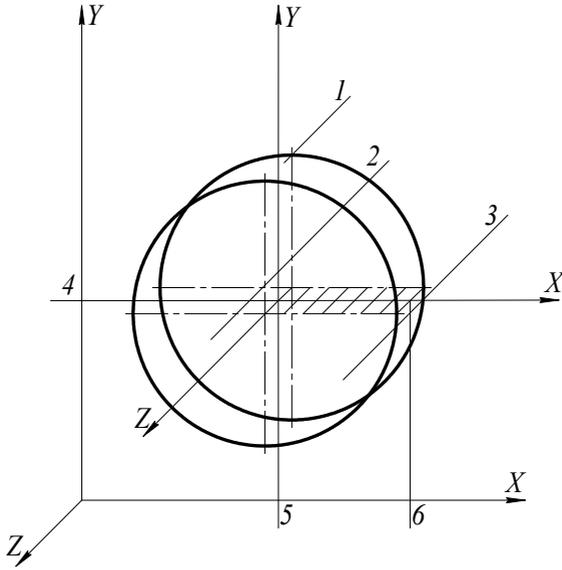


Рис. 4. Схема базирования детали типа «диск», комплект баз: установочная (точки 1, 2, 3); двойная опорная (точки 4, 5); опорная (точка 6)

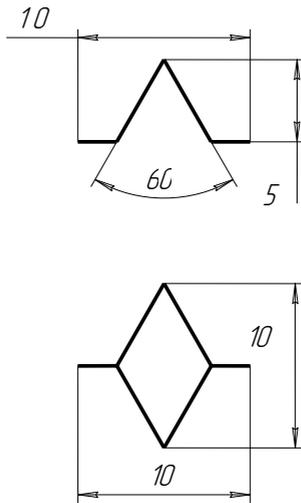


Рис. 5. Условное обозначение опорных точек по ГОСТ 21495-76

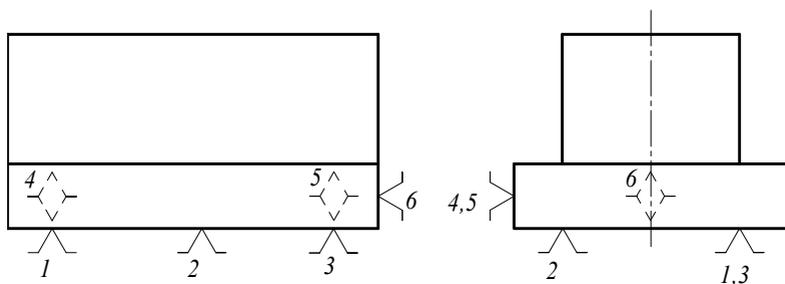


Рис. 6. Базирование призматической заготовки в координатный угол, комплект баз: установочная (точки 1, 2, 3); направляющая (точки 4, 5); опорная (точка 6)

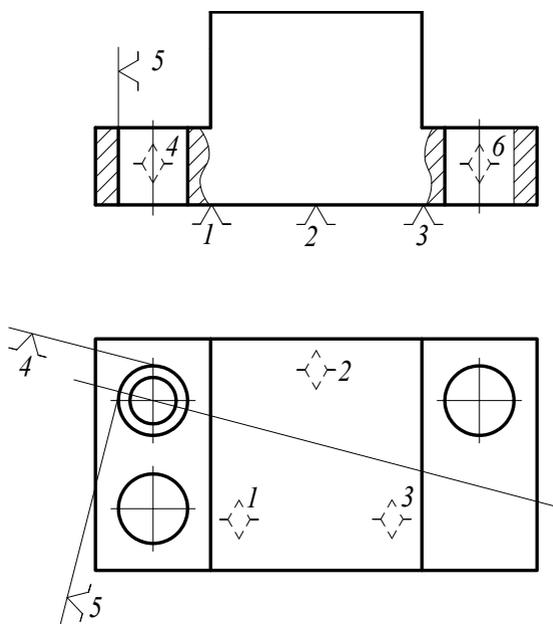


Рис. 7. Базирование призматической заготовки по плоскости и двум штырям – цилиндрическому и срезанному (ромбическому), комплект баз: установочная (точки 1, 2, 3); опорные (точки 4, 5, 6)

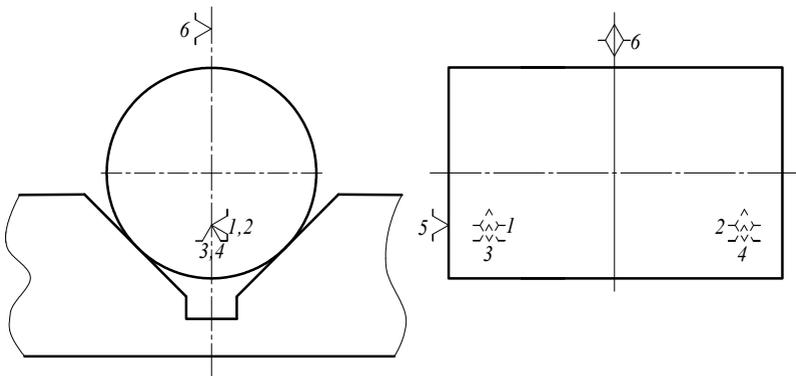


Рис. 8. Схема базирования цилиндрической заготовки в призме, комплект баз: двойная направляющая (точки 1, 2, 3, 4, 5); опорные (точки 5, 6)

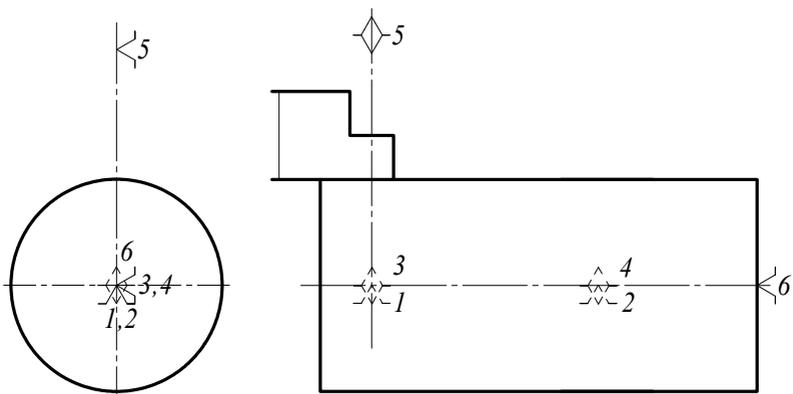


Рис. 9. Базирование цилиндрической заготовки в трехлапчатом патроне при токарной обработке, комплект баз: двойная направляющая (точки 1, 2, 3, 4); опорные (точки 5, 6)

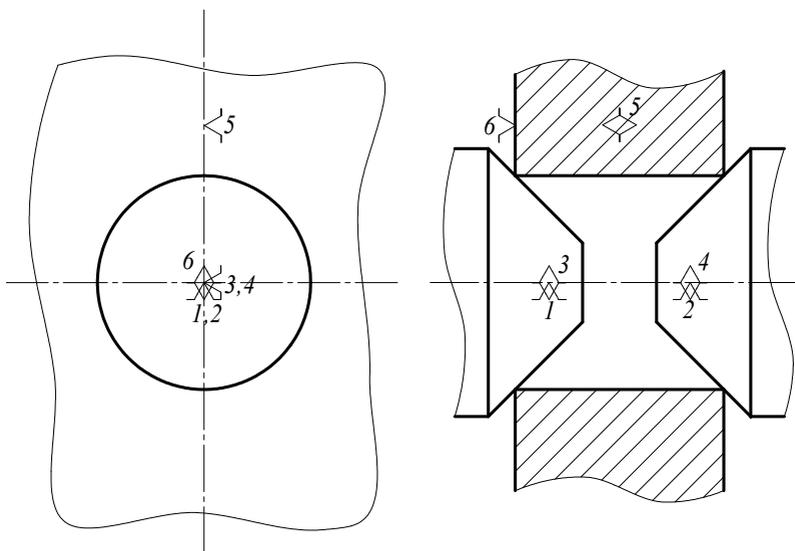


Рис. 10. Схема базирования корпусной детали в конусах по главному отверстию, комплект баз: двойная направляющая (точки 1, 2, 3, 4); опорные (точки 5, 6)

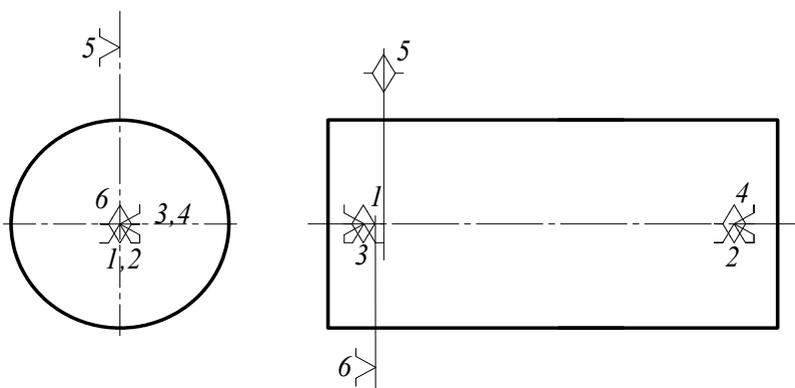


Рис. 11. Схема базирования цилиндрической заготовки в центрах токарного станка, комплект баз: двойная направляющая (точки 1, 2, 3, 4); опорные (точки 5, 6)

3. ЭЛЕМЕНТЫ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

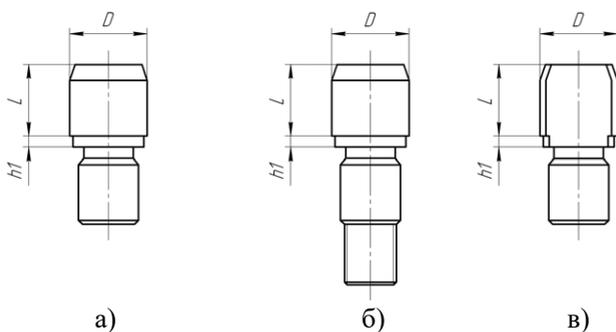


Рис. 12. Установочные пальцы приспособлений: *а* – постоянные цилиндрические, ГОСТ 12209-66; *б* – сменные цилиндрические, ГОСТ 12211-66; *в* – постоянные срезанные, ГОСТ 12210-66

Таблица 1

Основные размеры установочных пальцев приспособлений

Обозначение	D	L	h1	Обозначение	D	h1	L
7030-0501* -0921** -0941***	4,0	20	3	7030-0515 -0935 -0955	5,8	4	20
-0502 -0922 -0942		25		-0516 -0936 -0956			25
-0503 -0923 -0943	4,2	20		-0517 -0937 -0957	6,0	5	20
-0504 -0924 -0944		25		-0518 -0938 -0958			25
-0505 -0925 -0945	4,5	20		-0519 -0939 -0959	6,5		22
-0506 -0926 -0946		25		-0520 -0940 -0960			27

Обозначение	D	L	h1	Обозначение	D	h1	L
-0507 -0927 -0947	4,8	20	3	-0521 -0941 -0961	7,0	5	22
-0508 -0928 -0948		25		-0522 -0942 -0962			
-0509 -0929 -0949	5,0	20		-0523 -0943 -0963	7,5		22
-0510 -0930 -0950		25		-0524 -0944 -0964			

Примечание:

* первая строка – обозначение по ГОСТ 12209-66;

** вторая строка – обозначение по ГОСТ 12211-66;

*** третья строка – обозначение по ГОСТ 12210-66.

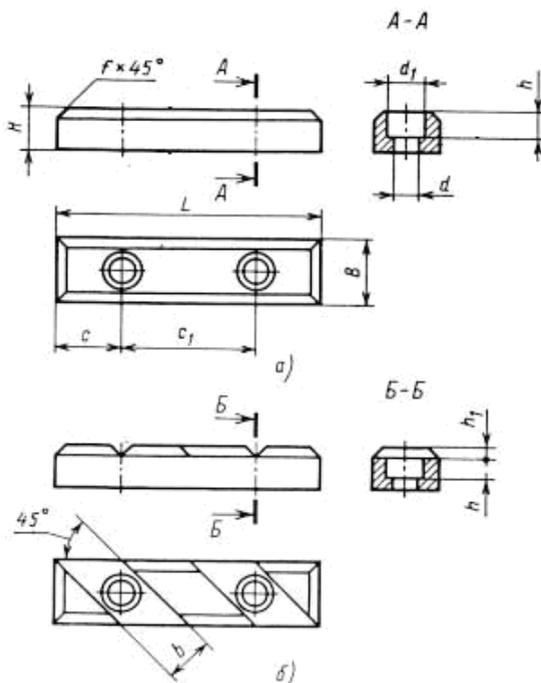


Рис. 13. Опорные пластины двух типов, ГОСТ 4743-68:

a – плоские; *б* – с наклонными пазами для размещения в пазах стружки

Основные размеры опорных пластин

мм													Кол-во отверстий	Вес 1 шт., кг	
В	L	Н		b	c	C ₁		d	d ₁	h	h ₁	Тип А		Тип Б	
		Номин.	Допуск откл.			Номин.	Допуск откл.								
12	40	8	-	9	10	20	±0,1	6	8,5	4	0,8,	2	0,025	0,023	
	60											3	0,038	0,035	
16	60	10	-	11	15	30	±0,1	7	10	6,5	1,0	2	0,059	0,055	
	90											3	0,089	0,083	
20	80	12	-	14	20	40	±0,1	9	13	8,5	1,5	2	0,122	0,116	
	120											3	0,184	0,175	
25	100	16	-	14	25	50	±0,1	9	13	8,5	22,0	2	0,281	0,271	
	150											3	0,420	0,405	
30	120	20	-0,014	18	30	60	±0,1	11	16	11	2,5	2	0,503	0,482	
	180											3	0,755	0,717	

Материал: сталь 15 и 20 (по ГОСТ 1050-88). Термообработка: цементация на глубину 0,8–1,2 мм и закалка до 55...60 HRC.

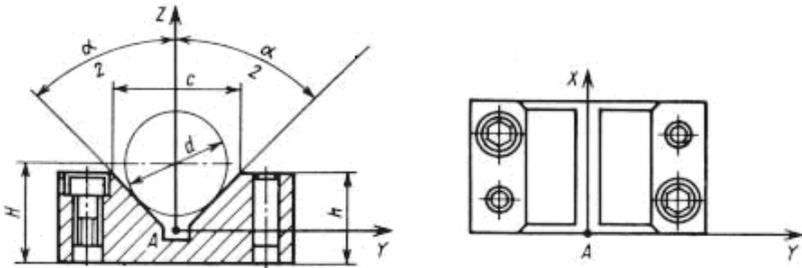


Рис. 14. Призма ГОСТ 12195-68 для установки цилиндрических заготовок по «чистым» (обработанным) поверхностям

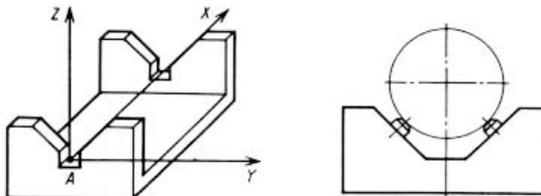


Рис. 15. Призма для установки цилиндрических заготовок большой длины по «черным» (необработанным) поверхностям

Основные размеры опорных призм, мм

Обозначение	D	M	L	B	H	C	c_1	c_2	c_3	d (допуск откл. по А)	d_1	d_2	h	h_1	b	R
7033-0001	От 5 до 10	9	30	15	9	20	4,5	6	7	4	4,5	6,5	3,5	5	2	0,5
-0002	Св. 10 до 15	14	35	20	12	24	7,0		8		5,5	8,0	5,5	7	4	
-0003	« 15 » 20	18	45	24	16	30	8,0	8	10	5	7,0	10,0	7,0	9	6	1,0
-0004	« 20 » 25	24	55		20	40		15	11					8		
-0005	« 25 » 35	32	70	30	25	50	9,0	12	19	6	9,0	13,0	9,0	14	12	2,0

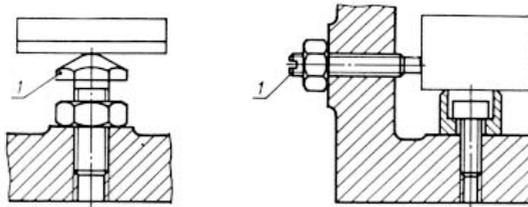
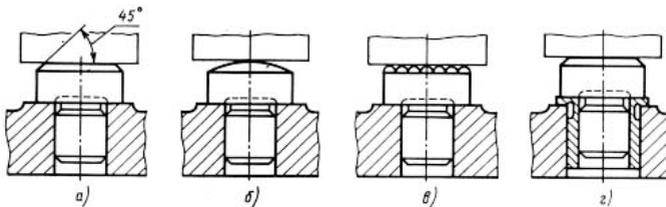
Рис. 16. Регулируемые винтовые опоры по ГОСТ 4085-68 и ГОСТ 4086-68 (I – регулируемый винт)Рис. 17. Опорные штыри (ГОСТ 13440-68, ГОСТ 13441-68, ГОСТ 13442-68): a – с плоской головкой для установки детали по обработанной поверхности; b – со сферической головкой для установки детали по необработанным поверхностям; c – с насечкой для установки детали по необработанным поверхностям и чугунных деталей; d – опорный штырь, установленный в стальную закаленную переходную втулку

Таблица 4

Основные размеры винтовых опор

Резьба		мм									
		M6×1	M8×1,25	M10×1,5	M12×1,75	M16×2	M20×2,5	M24×3	M30×3,5	M36×4	
D		12.7	16.2	19.6	21.9	27.7	34.6	41.6	53.1	63.5	
h		6	8	10	12	16	20	24	30	36	
R		3	4	5	6	8	10	12	15	18	
S	Номин.	11	14	17	19	24	39	36	46	55	
	Допуск откл. C ₅	-0,24			-0,28			-0,34		-0,40	
L		15									
		20	20								
		25	25	25							
		30	30	30	30						
			35	35	35	35					
			40	40	40	40	40	40			
				45	45	45	45	45	45		
				50	50	50	50	50	50		
					60	60	60	60	60	60	
						70	70	70	70	70	70
						80	80	80	80	80	80
							90	90	90	90	90
							100	100	100	100	100
								120	120	120	120
									150	150	150
								180	180		

Таблица 5

Основные размеры опорных штырей

Тип А	Тип Б	Тип В	мм							
Обозначение ГОСТ 4083-87			D	H	H ₁		L	d (Лл)		R
AD×H	BD×H	VD×H			Номинал	Отклонение C ₅		Номинал	Отклонение	
A5×2	B5×2	B5×2	5	2	2	-0.12	6	3	+0.016	5
A5×5	B5×5	B5×5		5	5	-0.16	9		+0.010	
A6×3	B6×3	B6×3	6	3	3	-0.12	8	4	+0.021 +0.013	6
A6×6	B6×6	B6×6		6	6	-0.16	11			
A8×4	B8×4	B8×4	8	4	4	-0.16	12	6		8
A8×8	B8×8	B8×8		8	8	-0.200	16			

Тип А	Тип Б	Тип В	мм							
Обозначение ГОСТ 4083-87			D	H	H ₁		L	d (Па)		R
AD×H	BD×H	VD×H			Но- минал	Откло- нение C ₃		Номи- нал	Откло- нение	
A12×6	Б12×6	В12×6	12	6	6	-0.160	16	8	+0.026	12
A12×12	Б12×12	В12×12		12	12	-0.240	22			
A16×8	Б16×8	В16×8	16	8	8	-0.200	20	10	+0.016	16
A16×16	Б16×16	В16×16		16	16	-0.24	28			
A20×10	Б20×10	В20×10	20	10	10	-0.2	25	12	+0.032	20
A20×20	Б20×20	В20×20		20	20	-0.28	35			
A25×12	Б25×12	В25×12	25	12	12	-0.240	32	16	+0.020	24
A25×25	Б25×25	В25×25		25	25	-0.280	45			
A30×16	Б30×16	В30×16	30	16	16	-0.24	42	20	+0.039	30
A30×30	Б30×30	В30×30		30	30	-0.28	55			

Вспомогательные опоры (самоустанавливающиеся и подводимые) применяют вместе с основными опорами для повышения жесткости и устойчивости детали в приспособлении при ее обработке на станке.

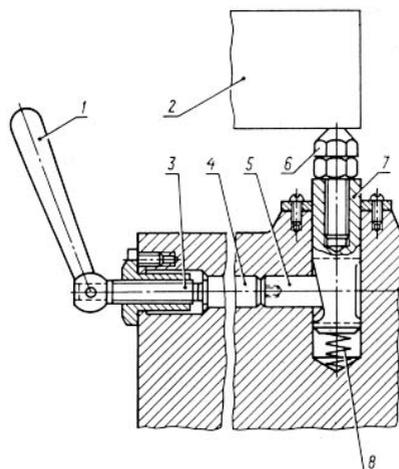


Рис. 18. Самоустанавливающаяся одноточечная опора
(1 – рукоятка; 2 – обрабатываемая деталь; 3, 6 – винты;
4, 5 – пальцы; 7 – плунжер; 8 – пружина)

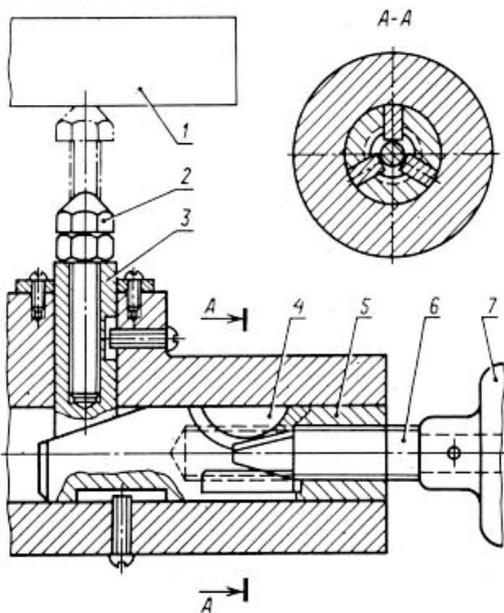


Рис. 19. Подводимая одноточечная клиновидная опора

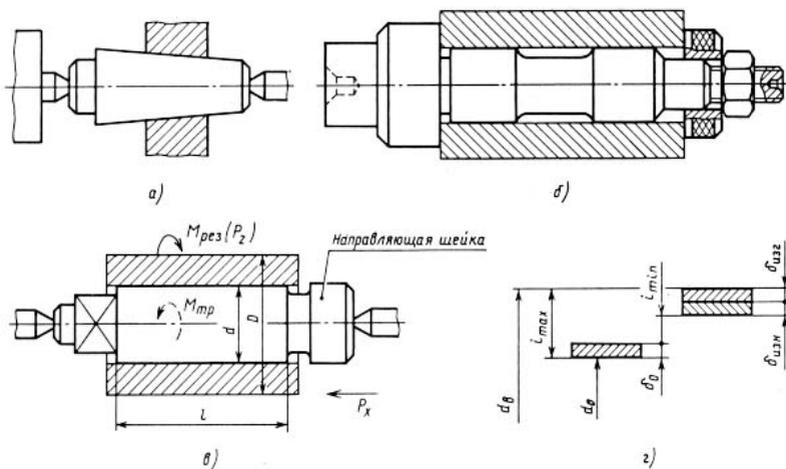


Рис. 20. Центровые оправки для установки цилиндрических заготовок в центрах на токарном станке: *а* – конусная оправка для высокой точности центрирования; *б* – оправка для установки заготовки с гарантированным зазором; *в* – оправка под запрессовку; *г* – расположение полей допусков соединения «оправка – заготовка»

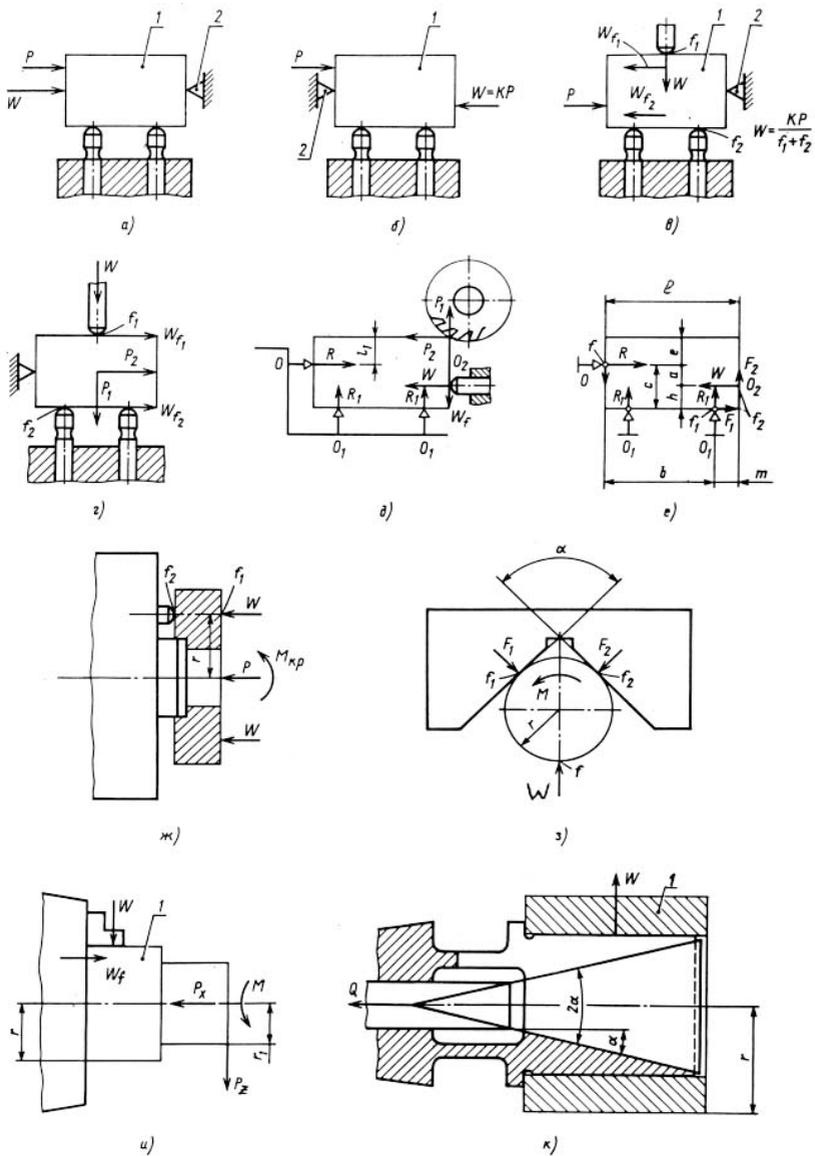


Рис. 21. Действие сил резания, их моментов и сил зажима на заготовку

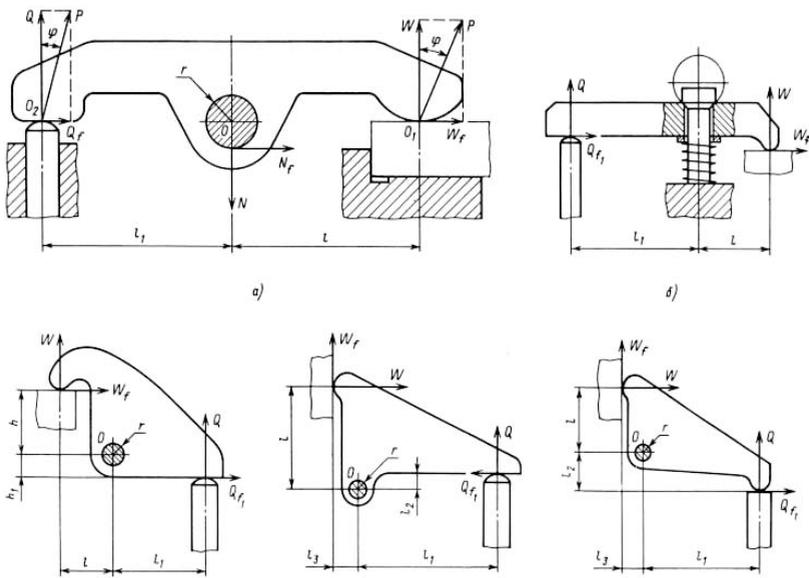


Рис. 22. Разновидности рычажных зажимов: Q – исходная сила; W – сила зажима; Q_r , W_r , N_r – силы трения; φ – угол трения; r – радиус оси рычага; l , l_1 , l_2 , l_3 – плечи рычагов

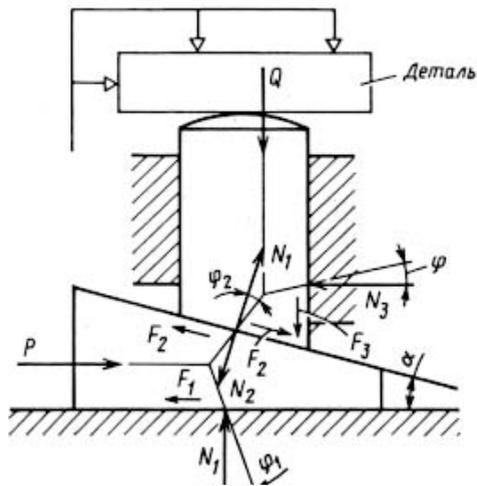


Рис. 23. Схема действия сил в клиновом зажиме

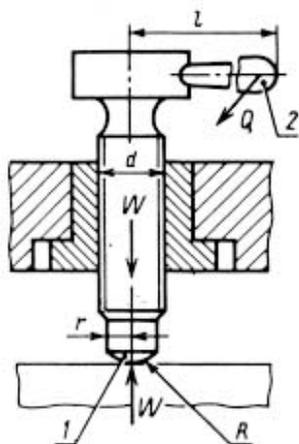


Рис. 24. Винтовой зажим

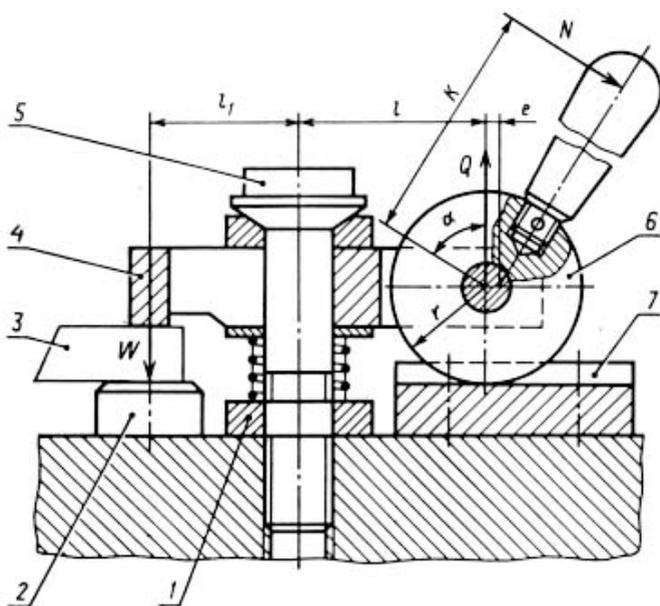


Рис. 25. Эксцентриковый зажим

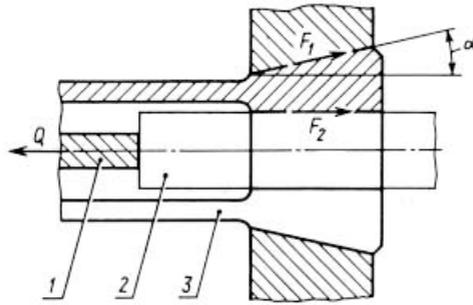


Рис. 26. Цанговый зажим

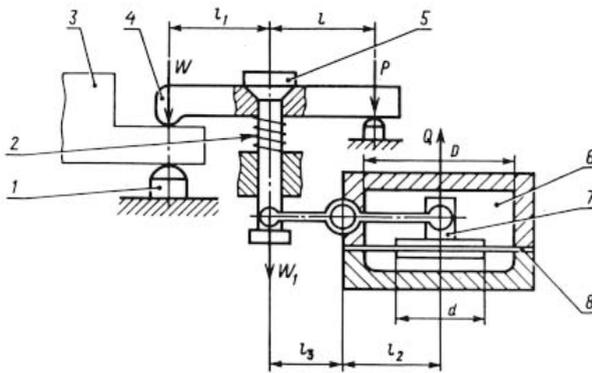


Рис. 27. Комбинированное зажимное устройство с пневмоприводом

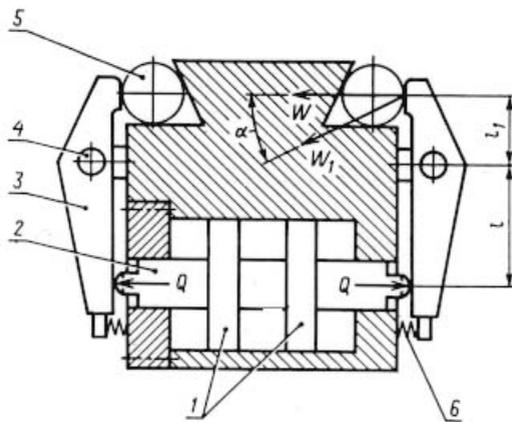


Рис. 28. Комбинированное зажимное устройство с пневмоцилиндром

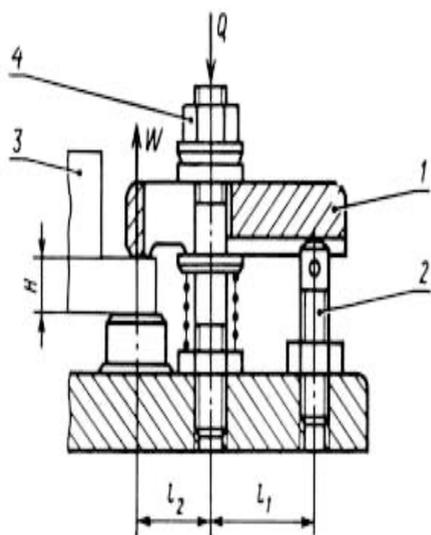


Рис. 29. Комбинированный винтовой зажим

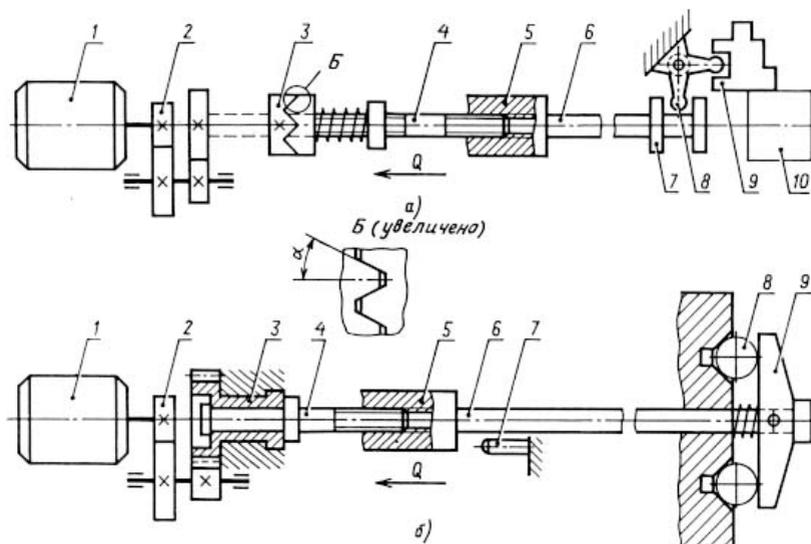


Рис. 30. Электромеханические приводы: а – схема зажимного устройства с электромеханическим приводом для вращающегося приспособления; б – электромеханический привод для перемещения зажимных устройств в стационарном приспособлении

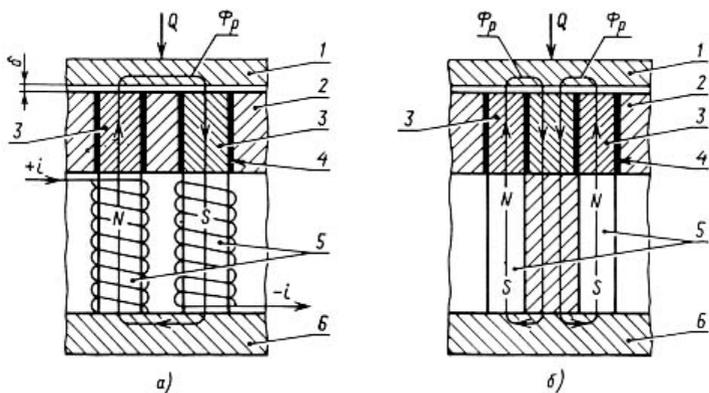


Рис. 31. Электромагнитные приводы: *а* – электромагнитное приспособление (*1* – обрабатываемая деталь; *2* – адаптерная плата; *3* – магнитопровод; *4* – прокладка; *5* – электромагнитные катушки; *6* – основание приспособления); *б* – магнитное приспособление с постоянными магнитами (*1* – обрабатываемая деталь; *2* – адаптерная плата; *3* – магнитопровод; *4* – прокладка; *5* – постоянный магнит; *6* – основание)

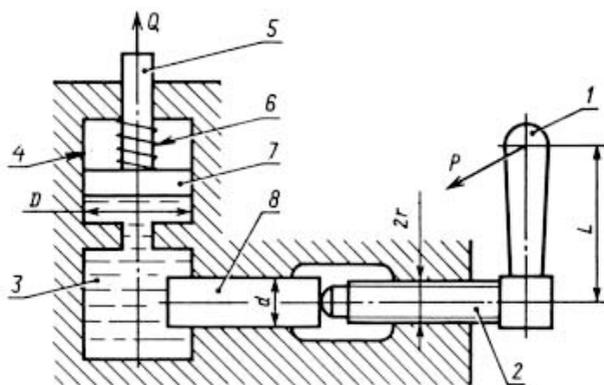


Рис. 32. Механогидравлический привод (*1* – рукоятка; *2* – винт; *3* – резервуар; *4* – цилиндр; *5* – шток; *6* – пружина; *7* – поршень; *8* – плунжер): Q – сила на штоке гидроцилиндра; P – усилие на рукоятке; d – диаметр плунжера; L – длина рукоятки; r – радиус винта; D – диаметр поршня

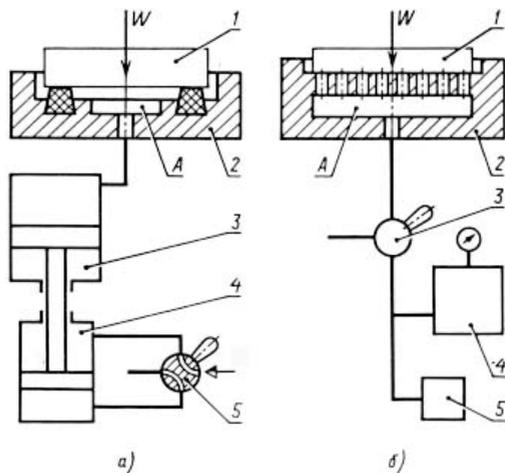


Рис. 33. Вакуумные приводы: *а* – с применением пневмоцилиндра (*1* – обрабатываемая деталь; *2* – корпус; *3* – вакуумный цилиндр; *4* – пневмоцилиндр; *5* – распределительный кран; *б* – уплотнитель; *A* – вакуумная полость); *б* – с применением вакуумного насоса (*1* – деталь; *2* – приспособление; *3* – распределительный кран; *4* – ресивер; *5* – насос; *A* – вакуумная полость)

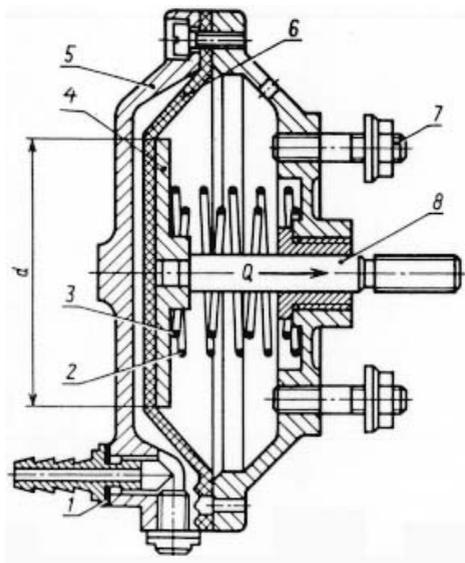


Рис. 34. Пневмокамера одностороннего действия (*1* – штуцер; *2, 3* – пружины; *4* – стальной диск; *5* – корпус; *6* – диафрагма; *7* – шпилька; *8* – шток); Q – усилие на штоке; d – диаметр стального диска

Расчет и конструирование приспособлений с гидравлическими приводами

Основной задачей расчета гидравлических приводов станочных приспособлений является определение параметров гидравлических передач – гидроцилиндров, нагнетательных агрегатов и магистральных трубопроводов, обеспечивающих закрепление заготовок с требуемой силой в заданное время. Исходными данными при определении сил зажима являются данные технологического процесса обработки заготовки, режимы резания, материал заготовки, схема расположения зажимов и т. д. Усилия, необходимые для закрепления заготовок при обработке на металлорежущих станках, определяют с учетом того, чтобы предупредить смещение заготовки, установленной в приспособлении, под действием силы резания или крутящего момента. При расчете усилий зажима необходимо ориентироваться на такую стадию изменения сдвигающих сил и моментов, при которой усилие зажима должно быть максимальным.

Зависимости усилия зажима от силы резания при различных видах обработки для разных типов деталей и схем их установки и закрепления приведены в работе [9]. Фактические силы зажима несколько увеличивают по отношению к теоретическим, вводя коэффициент запаса, учитывающий неоднородность материала обрабатываемых заготовок, прогрессирующее затупление инструмента, а также условия обработки, установки и закрепления заготовок. Коэффициент запаса определяют как произведение коэффициентов, учитывающих влияние отдельных вышеперечисленных факторов.

Усилие резания является функцией режимов резания: глубины резания, подачи, скорости резания и размеров обрабатываемой поверхности заготовки.

При выборе величины давления масла в гидросистемах приспособлений следует учесть, что усилие P , развиваемое гидроцилиндром, является функцией давления p рабочей среды (масла) $P = f(p)$. При нагнетании масла в поршневую полость цилиндра (без учета трения) [13]

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p.$$

Стремление увеличить мощность, получаемую с каждого килограмма агрегата в результате повышения давления, является одним из основных современных направлений в технике. В связи с этим в гидроприводах современных станочных приспособлений целесообразно применять высокое давление масла.

Увеличение давления масла в гидравлических приспособлениях дает возможность уменьшить диаметры рабочих гидроцилиндров, в результате чего уменьшаются габаритные размеры, масса, а следовательно, и стоимость гидравлического приспособления.

При постоянной силе P на штоке гидроцилиндра диаметр поршня (внутренний диаметр цилиндра) будет являться функцией одной переменной — давления масла p .

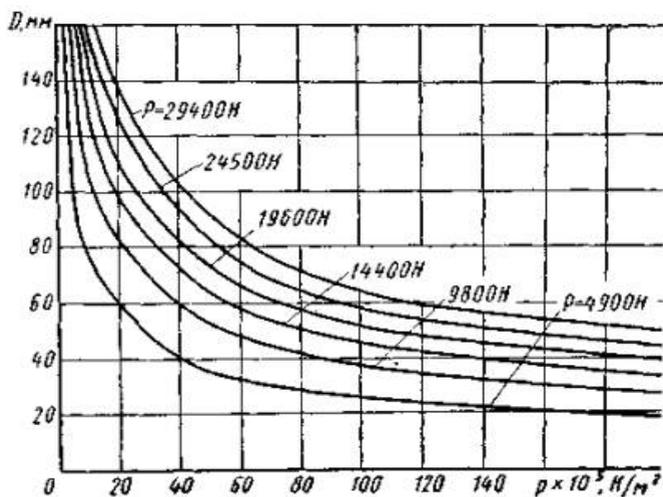


Рис 35. График зависимости диаметра поршня от давления

На рис. 35 показан график зависимости внутреннего диаметра гидроцилиндра (диаметра поршня d) в мм от давления масла p (без учета трения) при силе на штоке P . Как видно из графика, резкое уменьшение диаметра поршня происходит в области низких давлений. По достижении же давления от $9,8 \cdot 10^6$ до $14,4 \cdot 10^6$ Н/м² уменьшение диаметра поршня происходит незначительно. Следовательно, диаметры цилиндров и габаритные размеры приспособления резко уменьшаются в области низких давлений, при давлении от

$9,8 \cdot 10^6$ до $14,4 \cdot 10^6$ Н/м² уменьшение этих параметров происходит незначительно. Поскольку размеры поршня и крышки стандартных и нормализованных гидроцилиндров для различных диаметров цилиндров одинаковы, масса поршня при одинаковом ходе штока будет являться функцией одной переменной (площади поршня). Следовательно, зависимость площади поршня от давления масла будет определять также зависимость и массы поршня.

Площадь поперечного сечения цилиндра

$$F_{ц} = \frac{\pi \cdot [(D + 2t)^2 - D^2]}{4} = \pi \cdot t(D + t).$$

Поскольку толщина стенки t стандартных и нормализованных гидроцилиндров приспособлений для различных диаметров одинакова, при постоянной силе на штоке площадь цилиндра

$$F_{ц} = \frac{A}{\sqrt{p}} + B,$$

где A и B – постоянные величины.

Следовательно, площадь сечения цилиндров одинаковой длины будет также функцией одной переменной (давления масла). Зависимость площади цилиндра от давления масла показывает, что площадь сечения цилиндра, а следовательно, и его масса резко уменьшаются в области низких давлений (от $9,8 \cdot 10^6$ до $14,4 \cdot 10^6$ Н/м²). При дальнейшем увеличении давления площадь цилиндра уменьшается незначительно. Причем уменьшение площади сечения цилиндра при давлении до $9,8 \cdot 10^6$ Н/м² происходит более резко, чем уменьшение площади поршня, а при давлении $9,8 \cdot 10^6 \dots 14,4 \cdot 10^6$ Н/м² – менее значительно, чем уменьшение площади поршня.

Из изложенного видно, что диаметры и масса цилиндров при увеличении давления резко сокращаются в области низких давлений; в диапазоне давлений $9,8 \cdot 10^6 \dots 14,4 \cdot 10^6$ Н/м² уменьшение этих параметров будет незначительным. Увеличение давления масла предъявляет повышенные требования к точности и качеству изготовления гидроаппаратуры, арматуры и цилиндров, что увеличивает их стоимость. С повышением давления увеличивается нагрев масла, уменьшается его вязкость, а следовательно, увеличиваются утечки, понижается жесткость в связи с увеличением сжимаемости масла, особенно при наличии воздуха в масле, уменьшается объемный

КПД, увеличиваются потери давления в гидравлической системе при одинаковой скорости потока масла. С увеличением давления значительно возрастают размеры пневмогидравлического мультипликатора давления. Увеличение давления масла обуславливает возрастание силы трения уплотнений, что уменьшает их долговечность, увеличивается время последствий, а следовательно, и время срабатывания приводов. Исходя из этого за оптимальное давление масла гидросистемы приспособлений с агрегированными источниками давления целесообразно принять давление $9,8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$, учитывая величины давления масла, регламентируемые ГОСТ 6540-68, а также номинальные давления выпускаемых промышленностью серийных насосов, гидроаппаратуры и арматуры (номинальное давление выпускаемых промышленностью пластинчатых насосов $12,25 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$, поршневых и двояных пластинчатых $9,8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$). В механогидравлических приводах, в которых источники давления и двигатели komponуют в одном агрегате, целесообразно применять более высокое давление масла ($24,5 \cdot 10^6 \dots 34,3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$), поскольку в таких агрегатах отсутствуют соединительные трубопроводы и аппаратура управления и, следовательно, количество присоединений, через которые возможны утечки, сведено к минимуму. Увеличение же давления масла позволяет создать компактные конструкции приводов.

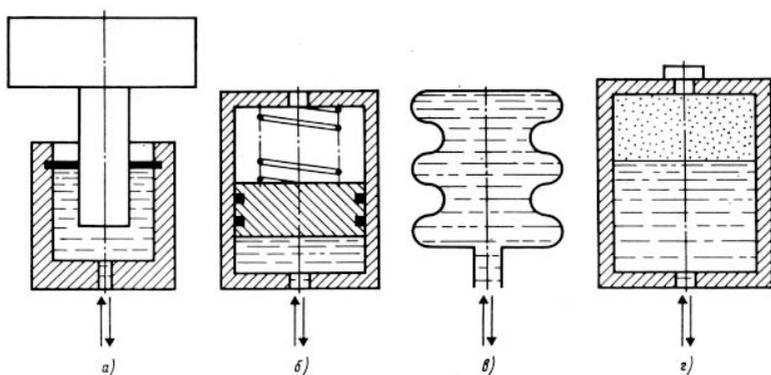


Рис. 36. Гидроаккумуляторы: *а* – грузовой; *б* – пружинный; *в* – с упругим корпусом; *г* – пневмогидроаккумулятор

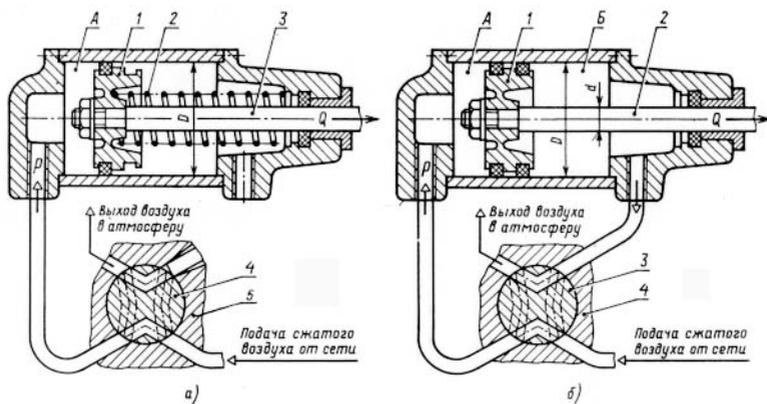


Рис. 37. Пневмоцилиндры: *а* – одностороннего действия (*1* – поршень; *2* – пружина; *3* – шток; *4* – золотник; *5* – кран; *A* – бесштоковая полость пневмоцилиндра); *б* – двустороннего действия (*1* – поршень; *2* – шток; *3* – золотник; *4* – кран; *A* – бесштоковая полость; *B* – штоковая полость); *Q* – усилие на штоке пневмоцилиндра; *p* – давление воздуха на входе; *D* – диаметр поршня; *d* – диаметр штока

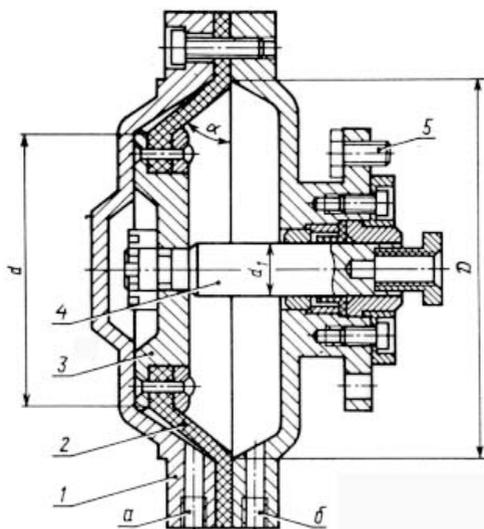


Рис. 38. Пневмокамера двустороннего действия (*1* – крышка; *2* – диафрагма; *3* – стальной диск; *4* – шток; *5* – шпилька; *a*, *б* – отверстия); *D* – диаметр диафрагмы; *d* – диаметр опорного диска; *d₁* – диаметр штока

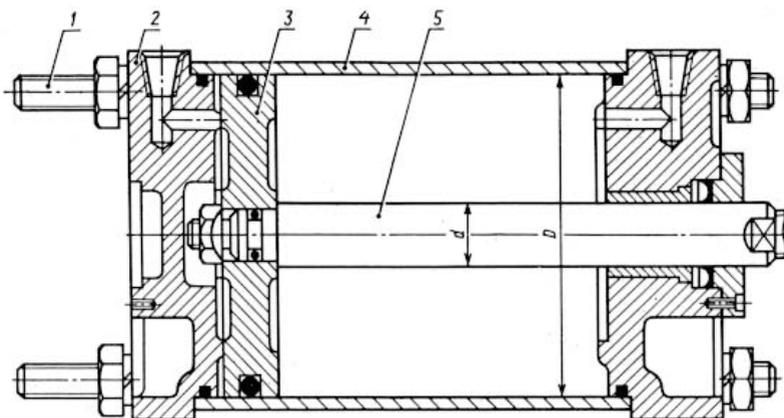


Рис. 39. Гидроцилиндр двустороннего действия
 (1 – штуцер; 2 – корпус; 3 – поршень; 4 – гильза; 5 – шток):
 D – диаметр поршня; d – диаметр штока

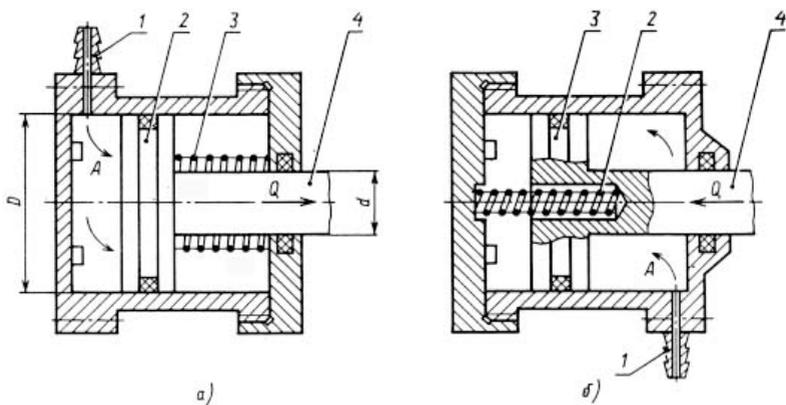


Рис. 40. Гидроцилиндры одностороннего действия
 (1 – штуцер; 2 – поршень; 3 – пружина; 4 – шток; A – напорная полость):
 a – толкающий; b – тянущий; Q – усилие на штоке; d – диаметр штока;
 D – диаметр поршня

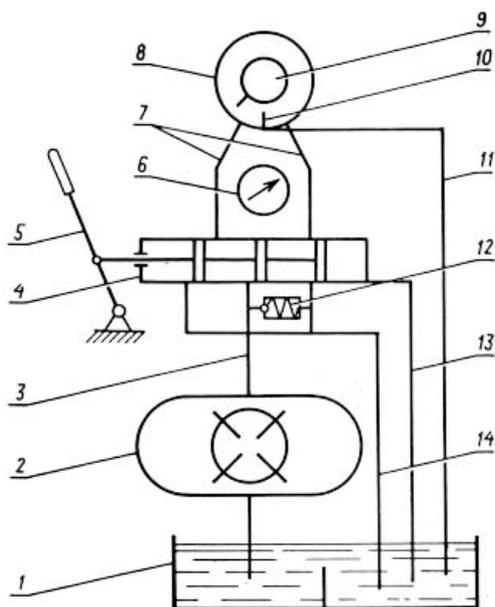


Рис. 41. Схема гидропривода: 1 – бак; 2 – насос; 3 – поршень; 4 – золотник; 5 – рукоятка; 6 – манометр; 7, 13, 14 – трубопроводы; 8 – лопастной насос; 9 – ротор; 10 – упор; 11 – маслопровод; 12 – клапан

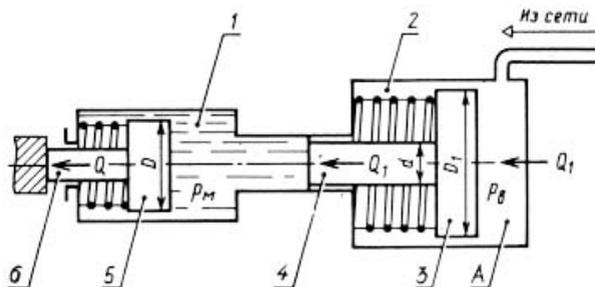


Рис. 42. Пневмогидроусилитель: 1 – гидравлический цилиндр; 2 – пневмоцилиндр; 3 – поршень; 4 – шток; 5 – поршень гидроцилиндра; 6 – шток гидроцилиндра; А – бесштоковая полость; Q – усилие на штоке гидроцилиндра; Q_1 – усилие на штоке пневмоцилиндра; p_m – давление масла; p_g – давление воздуха; D – диаметр поршня гидроцилиндра; D_1 – диаметр поршня пневмоцилиндра; d – диаметр штока пневмоцилиндра

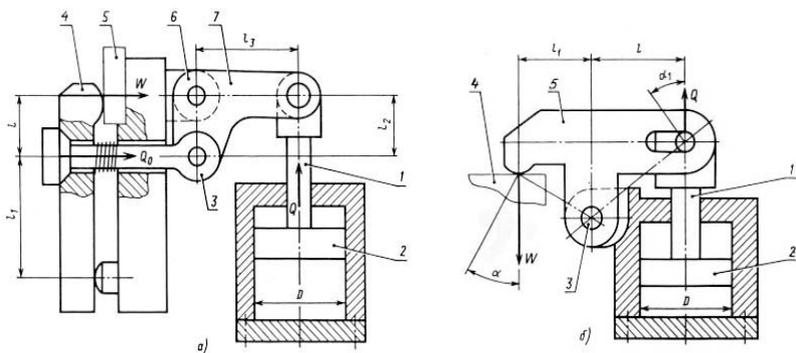


Рис. 43. Пневматические зажимы: *a* – с рычажным механизмом-усилителем (1 – шток; 2 – поршень; 3 – стержень; 4 – прихват; 5 – деталь; 6 – ось; 7 – рычаг); *б* – с рычажным механизмом (1 – шток; 2 – поршень; 3 – ось; 4 – деталь; 5 – рычаг); *W* – усилие зажима; *Q* – усилие на штоке; l, l_1, l_2, l_3 – длины плеч прихватов и рычагов; *D* – диаметр поршня

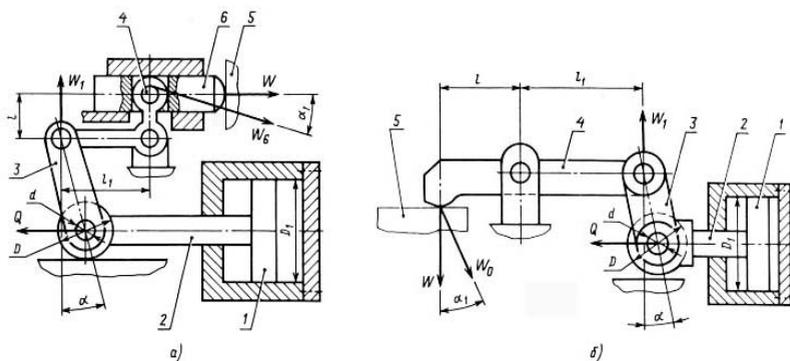


Рис. 44. Схемы пневматических зажимов с комбинированным усилителем (1 – поршень; 2 – шток; 3 – шарнирный механизм-усилитель; 4 – двуплечий рычаг; 5 – деталь; 6 – ползун): *W* – сила зажима детали; *Q* – осевая сила на штоке цилиндра; α – угол наклона рычага усилителя; α_1 – дополнительный угол, учитывающий силы трения; *d* – диаметр оси ролика; D_1 – диаметр поршня; *D* – диаметр ролика

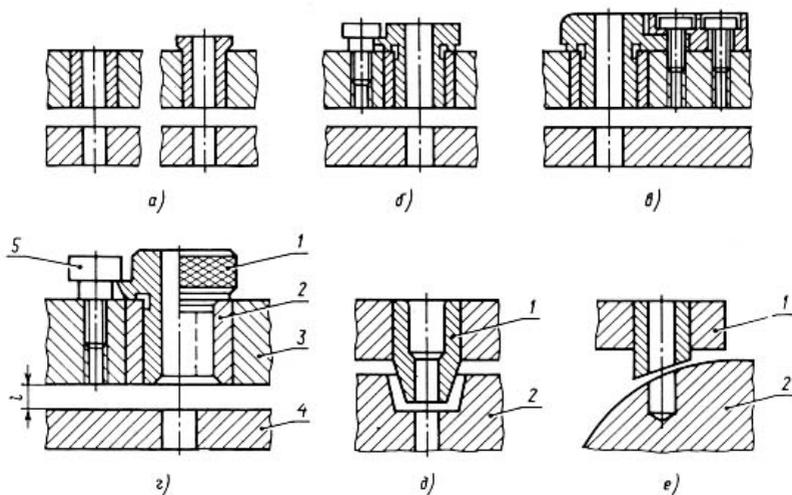


Рис. 45. Кондукторные втулки, применяемые в приспособлениях: *а* – постоянные без буртика; *б* – постоянные с буртиком; *в* – сменные с буртиком; *г* – быстросменные (*1* – буртик; *2* – постоянная втулка; *3* – корпус; *4* – деталь; *5* – винт); *д* – специальная для сверления отверстия в углублении (*1* – втулка; *2* – деталь); *е* – для сверления отверстий на цилиндрической поверхности (*1* – кондукторная втулка; *2* – деталь)

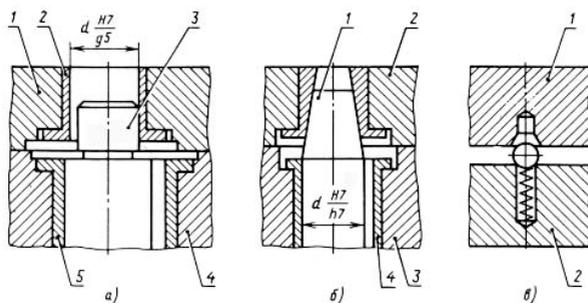


Рис. 46. Фиксаторы делительных устройств: *а* – с цилиндрическим пальцем (*1* – поворотная часть приспособления; *2*, *5* – втулки; *3* – цилиндрический фиксатор; *4* – корпус приспособления); *б* – с коническим пальцем (*1* – конический палец; *2* – поворотная часть приспособления; *3* – корпус приспособления; *4* – втулка); *в* – шариковый (*1* – поворотная часть приспособления; *2* – корпус приспособления)

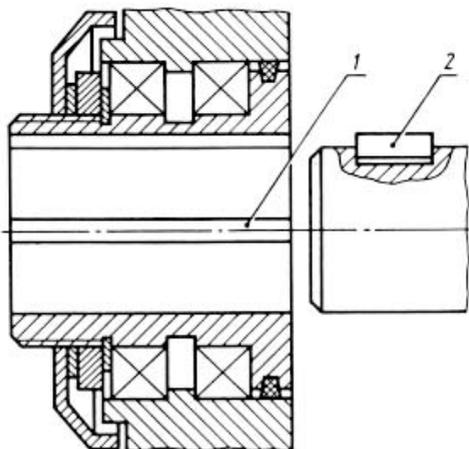


Рис. 47. Вращающаяся втулка для расточных станков
(1 – вращающаяся втулка; 2 – шпонка)

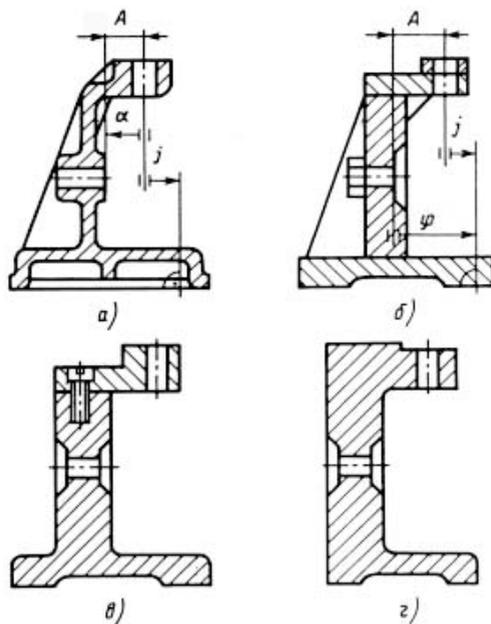
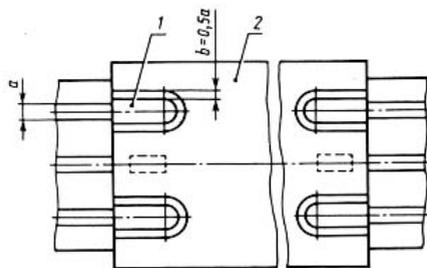
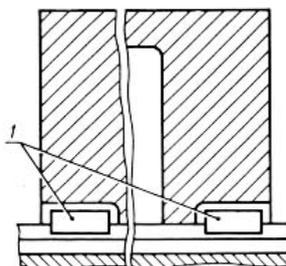


Рис. 48. Варианты изготовления корпуса приспособления:
а – литой; б – сварной; в – сборный; г – ковальный
(после снятия напусков и припусков)



a)



б)

Рис. 49. Базирование корпуса приспособления на столе станка:
a – крепление корпуса с помощью проушин *1* в лапах корпуса *2*;
б – предварительное ориентирование корпуса приспособления
с помощью шпонок *1*

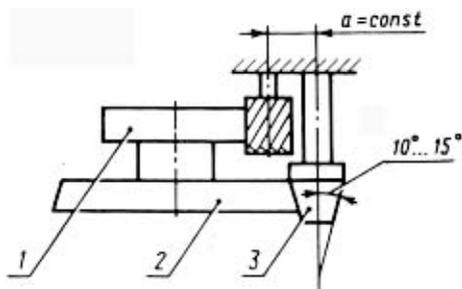


Рис. 50. Схема копировального устройства при работе по копиру
(*1* – заготовка; *2* – копир; *3* – ролик)

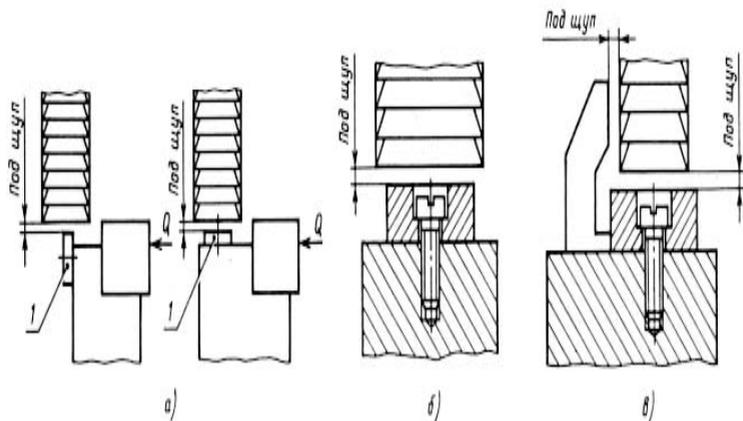


Рис. 51. Установы, используемые для наладки фрезерных станков:
a – установ для наладки фрез на размер (*l* – установ); *b* – для установки фрезы в одном направлении; *c* – для установки фрезы в двух направлениях

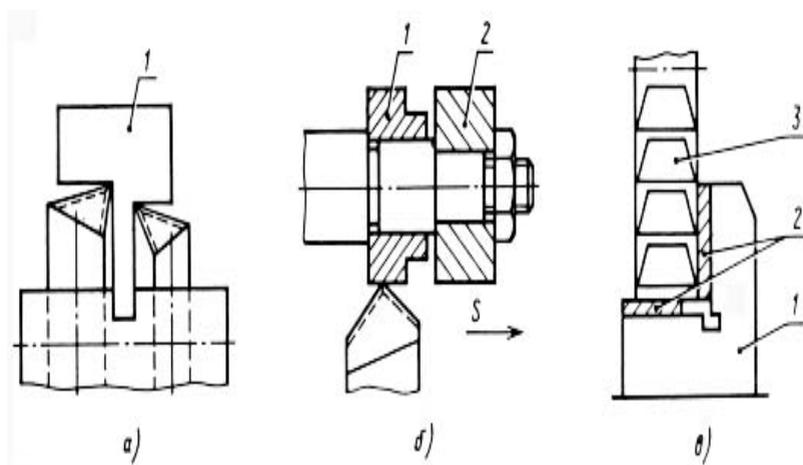


Рис. 52. Шаблоны для токарных и фрезерных станков:
a – для установки резцов на токарном станке (*1* – шаблон);
b – для установки резца на токарном станке (*1* – установочное кольцо;
2 – обрабатываемая деталь); *c* – для установки фрезы в двух направлениях
(*1* – угольник; *2* – шаблон; *3* – фреза)

4. РАСЧЕТ СИЛ, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ЗАКРЕПЛЕНИЯ ЗАГОТОВОК

Силы закрепления заготовки должны препятствовать ее отрыву от установочных элементов, повороту или сдвигу от действия сил резания, а также обеспечить закрепление во время обработки.

Силы зажима не рекомендуется завышать, так как при этом повышается деформация заготовки в местах приложения сил, а также увеличиваются размеры и стоимость зажимных устройств и всего приспособления в целом. Занижение сил зажима ни в коем случае недопустимо, потому что заготовка не будет надежно закреплена. Поэтому при проектировании технологической оснастки силы зажима рассчитывают; их величины являются основой для прочностных расчетов элементов зажимных и силовых устройств.

Определение сил зажима проводят из условия обеспечения равновесия заготовки под действием внешних сил, приложенных к ней. Внешними силами являются силы резания, зажима, трения и реакции опор.

Значения сил резания и их моментов рассчитывают по формулам исходя из свойств обрабатываемого и инструментального материала, режимов резания и других факторов. Из-за того что сила резания и сила зажима имеют случайный характер, их действительные величины зависят от ряда факторов. С целью исключения влияния этих факторов на показатели надежности закрепления в расчеты вводится коэффициент запаса.

Сведения по статистике

Условия равновесия произвольной пространственной системы сил выражаются так:

$$\begin{aligned} \Sigma F_{kx} = 0; \quad \Sigma F_{ky} = 0; \quad \Sigma F_{kz} = 0; \\ \Sigma M_x(\vec{F}_k) = 0; \quad \Sigma M_y(\vec{F}_k) = 0; \quad \Sigma M_z(\vec{F}_k) = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Для произвольной плоской системы сил условия равновесия следующие:

$$\Sigma F_{kx} = 0; \quad \Sigma F_{ky} = 0; \quad \Sigma M_0(\vec{F}_k) = 0. \quad (2)$$

Проиллюстрировать действие сил трения можно с помощью опыта (рис. 53).

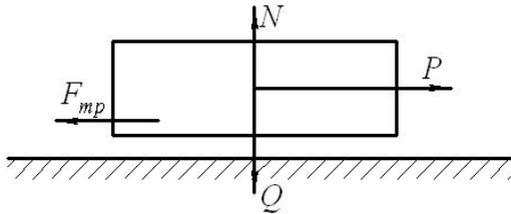


Рис. 53. Действие силы трения

Тело приводится в движение по плоскости сдвигающей силой P , значение которой монотонно возрастает, начиная от нуля. Сила, которая препятствует скольжению, — это сила трения. Скольжение возникает только по достижении некоторого предельного значения сдвигающей нагрузки, т. е. при условии $P > P_{\text{пред}}$.

При $P \leq P_{\text{пред}}$ тело неподвижно.

Так были получены общие закономерности для сил трения скольжения.

1. Сила трения скольжения в покое равна сдвигающей силе и противоположна ей по направлению:

$$0 \leq F_{\text{тр}} \leq F_{\text{тр.пред}} \quad (3)$$

2. Значение предельной силы трения пропорционально нормальной реакции:

$$F_{\text{тр.пред}} = f_0 \cdot N, \quad (4)$$

где f_0 — коэффициент трения скольжения в покое.

3. Сила трения скольжения при движении направлена в сторону, противоположную скорости, и ее значение прямо пропорционально нормальной реакции:

$$F = f \cdot N, \quad (5)$$

где f — коэффициент трения скольжения при движении.

Угол и конус трения

Полная реакция опорной поверхности геометрически складывается из нормальной реакции N и перпендикулярной к ней силы трения. Так как $F_{\text{тр}} \leq F_{\text{тр.пред}}$, то при одной и той же величине N полная реакция может иметь разные численные значения R и образовывать разные углы φ с нормалью (рис. 54).

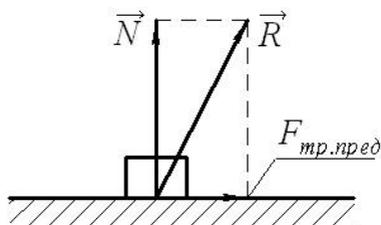


Рис. 54. Схема действия сил

Наибольшее значение полная реакция имеет при $F_{\text{тр}} = F_{\text{тр.пред}}$. При этом реакция R образует с нормалью угол φ_0 , который называется углом трения. Как видно из рис. 55,

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{F_{\text{тр.пред}}}{N} = f_0. \quad (6)$$

При сравнительно небольших f_0 можно принять $\varphi_0 \equiv f_0$.

Так как тело может смещаться по любому из направлений, касательному к опорной поверхности, то и полная реакция может занимать любое положение внутри конуса с углом при вершине φ_0 (конус трения).

Пусть к телу приложена система активных сил, имеющих равнодействующую, составляющие которой — Q_n и Q_τ , причем угол α есть угол наклона равнодействующей к нормали (рис. 55).

Запишем условие того, что равновесие будет нарушено и тело начнет смещаться:

$$Q \cdot \sin \alpha > f_0 \cdot Q \cdot \cos \alpha, \quad (7)$$

или

$$\operatorname{tg} \alpha > f_0, \alpha > \varphi_0. \quad (8)$$

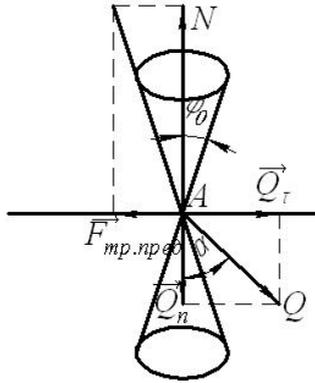


Рис. 55. Схема действия сил

Значит, если линия действия равнодействующей Q лежит вне конуса трения, равновесие будет нарушено. Если же линия действия равнодействующей лежит внутри этого конуса (т. е. $\alpha \leq \varphi_0$), равновесие сохраняется; как бы ни было велико значение силы Q , она не сможет в этом случае вызвать движение. Это явление называется самозаклиниванием или самоторможением.

Например, если угол подъёма винтовой линии резьбы домкрата меньше угла трения, винт остается неподвижным (т. е. не будет вворачиваться в гайку или выворачиваться из нее) при любой сколько угодно большой нагрузке, действующей вдоль оси винта. Здесь выполнено условие самоторможения винтовой пары.

Трение качения

Причины, вызывающие сопротивление при качении, не могут быть выяснены в рамках обычных представлений об абсолютно твердом теле, ибо трение качения вызывается именно деформациями тела и опорной поверхности в зоне контакта.

Чтобы показать это, допустим вначале, что тело, имеющее форму цилиндрического катка, и опорная поверхность являются абсолютно твердыми и касаются друг друга в одной точке K (рис. 56).

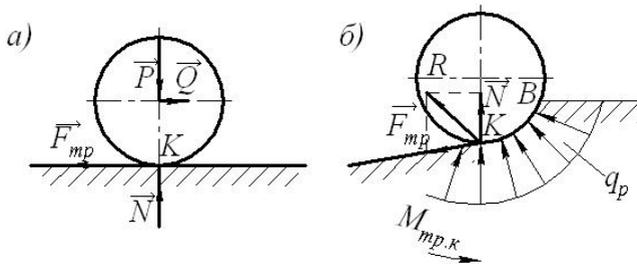


Рис. 56. Схема действия сил к определению трения качения

Каток находится под действием вертикальной нагрузки P и сдвигающей силы Q , приложенной в центре.

Чтобы качение смогло происходить без проскальзывания, значение сдвигающей силы не должно превышать предельного значения силы трения скольжения:

$$Q \leq F_{\text{тр.пред}}$$

Итак, каток находится под действием активных сил Q и P и реактивных сил \vec{N} и $\vec{F}_{\text{тр}}$, приложенных к точке контакта, причём

$$\vec{N} = -\vec{P}, \quad \vec{Q} = -\vec{F}_{\text{тр}}$$

Таким образом, геометрическая сумма всех действующих сил равна нулю. Но силы \vec{Q} и $\vec{F}_{\text{тр}}$, как видно на рисунке, образуют пару с моментом $M = Q\tau$ и в данном случае ничем не компенсируются. Значит, достаточно сколь угодно малой сдвигающей силы Q , чтобы вызвать качение цилиндра.

В действительности картина будет иной. Вследствие деформации тел касание происходит не в точке, а по некоторой площадке KB . Реакция опорной поверхности аппроксимируется теперь распределённой реактивной нагрузкой \vec{q} , которая приводится к реактивной силе R и реактивной паре сил с моментом M_k . Составляющие \vec{R} определяют соответственно значение нормальной реакции \vec{N} и силы трения скольжения $\vec{F}_{\text{тр}}$. Реактивный момент M_k направлен противоположно паре сил $(\vec{Q}, \vec{F}_{\text{тр}})$ и, следовательно, препятствует качению тела. Этот момент, который называется моментом трения качения, определяет сопротивление, которое возникает при качении одного тела по поверхности другого. Момент трения качения в условиях равновесия подчиняется следующим закономерностям:

1) в условиях равновесия момент трения качения изменяется от нуля до некоторого предельного значения:

$$0 \leq M_{\text{тр.к}} \leq M_{\text{тр.к}}^{\text{пред}}; \quad (9)$$

2) предельное значение момента трения качения прямо пропорционально величине нормальной реакции:

$$M_{\text{тр.к}}^{\text{пред}} = k \cdot N, \quad (10)$$

где k – коэффициент трения качения. В отличие от коэффициента трения скольжения, который является безразмерной величиной, коэффициент трения имеет размерность длины.

Порядок силового расчета

В общем случае силовой расчет зажимных элементов технологических приспособлений включает несколько этапов.

1. Определение сил и моментов резания (P_K, M_K), то есть внешних нагрузок, приложенных к системе «заготовка – приспособление» со стороны режущего инструмента. Значения указанных силовых факторов находятся по методикам, разработанным в теории резания. В дальнейшем будем полагать эти нагрузки заданными.

2. Разработка расчетной силовой схемы приспособления. Такая схема должна в наибольшей степени отражать основные конструктивные особенности реально существующего устройства.

3. Определение минимально необходимых условий $W^{(\min)}$ зажима заготовки в приспособлении:

$$W^{(\min)} = \sum_k A_k \cdot P_k, \quad (11)$$

где A_k – некоторые постоянные для данного приспособления и вида обработки коэффициенты, определяемые из условий статического равновесия заготовки.

4. Определение фактического усилия зажима:

$$W_0 = k \cdot W^{(\min)}, \quad (12)$$

где k – некоторый коэффициент запаса. В зависимости от условий обработки значение коэффициента запаса принимается в пределах 2,5...3,5.

5. Определение рабочего усилия, передаваемого на зажимаемые элементы со стороны привода:

$$Q = \eta \cdot W_0, \quad (13)$$

где η – некоторый передаточный коэффициент, определяемый из статического расчета.

Расчет кулачковых патронов

На рис. 57 представлено устройство кулачкового патрона, включающее корпус 1, кулачки 2, способные перемещаться в радиальном направлении в соответствующих С-образных пазах, Г-образные рычаги 3, взаимодействующие с кулачками и приводной муфтой 4, связанной с поршнем пневмоцилиндра. Число кулачков обычно составляет 2, 3 или 4. Смещение муфты 4 влево под действием рабочего усилия Q приводит к повороту рычагов, которые, в свою очередь, смещают кулачки к центру патрона (цикл закрепления заготовки 5). Силы резания P_x , P_y и P_z в соответствии с методами статики эквивалентно заменяются одной радиальной силой $S = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$ и моментом сил резания $M_{\text{рез}} = P_z \cdot \frac{d}{2}$ (рис. 58, а, б).

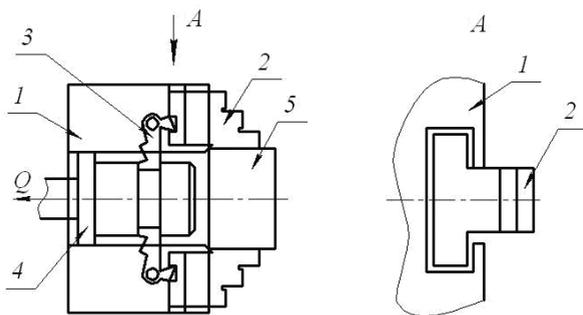


Рис. 57. Устройство кулачкового патрона

Найдем минимально необходимые усилия зажатия детали в кулачках для четырех случаев действия радиальной силы S , момента резания и осевой силы.

1. Рассмотрим момент времени, когда сила S располагается в срединной плоскости одного из кулачков. При усилии зажима меньше минимально необходимого деталь несколько перекашива-

ется, раздвигая кулачки (рис. 59). Полагая угол α исчезающе малым и записывая уравнения моментов относительно точек A и B , найдем реакции N_A и N_B :

$$\Sigma M_A = 0 : S(\ell + b) - N_B \cdot b = 0 \Rightarrow N_B = S(\ell + b)/b; \quad (14)$$

$$\Sigma M_B = 0 : S \cdot \ell - N_A \cdot b = 0 \Rightarrow N_A = S \cdot \ell / b. \quad (15)$$

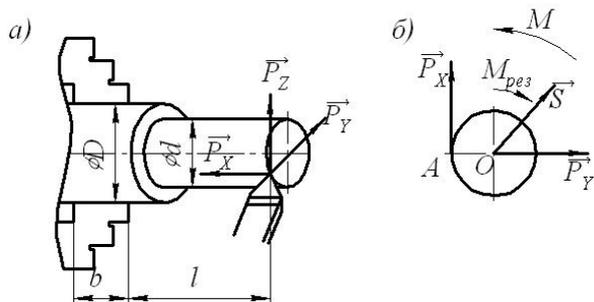


Рис. 58. Схема действия сил при обработке тел вращения

Отсюда минимально необходимое значение усилия зажима заготовки

$$W_1^{(\min)} = N_B = S(\ell + b)/b. \quad (16)$$

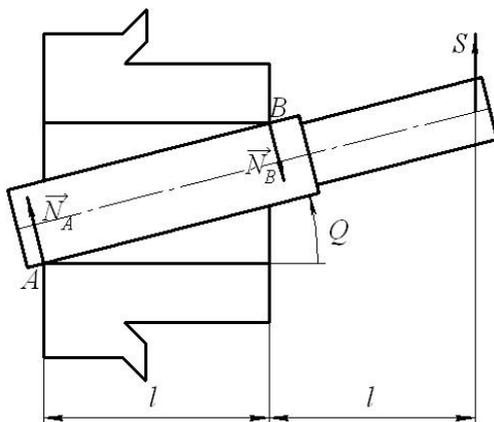


Рис. 59. Схема перемещения заготовки под действием сил резания

2. Момент резания преодолевается тангенсальными силами трения между кулачками и заготовкой (рис. 60).

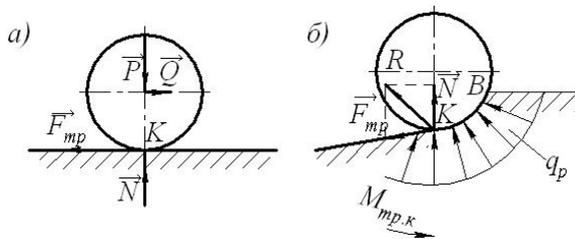


Рис. 60. Схема действия сил трения между кулачками и заготовкой

Минимально необходимое усилие зажатия определяется из условия равновесия моментов:

$$n \cdot F_{\text{тр}} \cdot \frac{D}{2} - M_{\text{pez}} = 0,$$

где n – число кулачков; $F_{\text{тр}} = f \cdot W_2^{(\text{min})}$. Здесь:

$$W_2^{(\text{min})} = \frac{2M_{\text{pez}}}{n \cdot f \cdot D}. \quad (17)$$

3. Действие *осевой силы* – составляющей силы резания P_x – при отсутствии упора воспринимается силами трения между кулачками и заготовкой, действующими в осевом направлении. Отсюда минимальное усилие зажатия определяется равенством

$$n \cdot f \cdot W_3^{(\text{min})} = P_x \Rightarrow W_3^{(\text{min})} = \frac{P_x}{n \cdot f_0}. \quad (18)$$

4. При совместном действии осевой силы и момента резания силы трения, действующие при передаче момента и передаче осевой силы резания, взаимно перпендикулярны. Отсюда значение минимальной составляющей силы зажатия:

$$W_4^{(\text{min})} = \sqrt{(W_2^{(\text{min})})^2 + (W_3^{(\text{min})})^2} = \frac{1}{f \cdot n} \sqrt{\frac{4M_{\text{pez}}^2}{D^2} + P_x^2}. \quad (19)$$

Окончательно минимально необходимое усилие принимается равным наибольшему из найденных значений: $W_1^{(\text{min})}$, $W_2^{(\text{min})}$ или $W_3^{(\text{min})}$ и $W_4^{(\text{min})}$. Фактическое усилие зажима находится с учетом необходимого запаса по формуле (12).

Для определения рабочего усилия Q (см. рис. 59) последовательно рассмотрим равновесие кулачка и рычага.

Запишем условия равновесия произвольной плоской системы сил, приложенных к кулачку:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma F_{kx} = 0 : N_A - N_B = 0; \\ \Sigma F_{ky} = 0 : F_A^{(\text{тр})} + F_B^{\text{тр}} + W - P = 0; \\ \Sigma M_0 = 0 : h_1(F_B^{\text{тр}} - F_A^{(\text{тр})}) - \frac{e}{2}(N_B + N_A) + W(h_2 + h_1) + P_c = 0. \end{aligned} \right\} (20)$$

Из первого уравнения заключаем:

$$N_A = N_B = N; \quad F_A^{(\text{тр})} = F_B^{\text{тр}} = f \cdot N,$$

где f – коэффициент трения между направляющими поверхностями кулачков и корпуса; P – усилие, передаваемое от рычага.

Отсюда

$$P = A \cdot W, \quad (21)$$

$$\text{где } A = \left(1 + \frac{h_2 + h_1}{e}\right) / \left(1 - 2f \frac{c}{e}\right).$$

Далее запишем условия равновесия рычага:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma F_{kx} = 0 : -x_0 - \frac{1}{n} \cdot Q = 0; \\ \Sigma F_{ky} = 0 : P + Y_0 = 0; \\ \Sigma M_0 = 0 : P_0 + M_{\text{тр}} - \frac{1}{n} \cdot Q \cdot b = 0. \end{aligned} \right\} (22)$$

причем $M_{\text{тр}}$ – это момент, создаваемый силой трения, действующей между осью и рычагом. Значение этого момента определим из предположения, что посадка рычага на ось производится с нулевым зазором и таким же натягом. В этом случае:

$$M_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} \cdot \frac{d}{2} = f_0 \cdot R \frac{d}{2}, \quad R = \sqrt{x_0^2 + y_0^2}, \quad (23)$$

где f – коэффициент трения по оси; d – диаметр оси. Последнее равенство заменим приближенным:

$$R \approx |x_0| + |y_0| = P + \frac{1}{n} \cdot Q. \quad (24)$$

Полученная при таком приближении суммарная ошибка крайне мала и к тому же «идет в запас». Окончательно получаем из уравнения моментов:

$$Q = n \cdot A \cdot W \frac{Q + f_0 \frac{d}{2}}{b - f_0 \frac{d}{2}}, \quad A = \left(1 + \frac{h_2 + h_1}{e}\right) / \left(1 - 2f \frac{c}{e}\right). \quad (25)$$

Расчет кулачковых оправок

Для определения рабочего усилия Q рассмотрим следующие уравнения равновесия:

а) для кулачков:

$$\Sigma F_{ky} = 0: -W + N \cdot \cos \alpha - f \cdot N \sin \alpha = 0; \Rightarrow N = \frac{W}{\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha};$$

б) для конуса:

$$\Sigma F_{kx} = 0: Q + n \cdot N \cdot \sin \alpha - f \cdot N \cos \alpha = 0; \Rightarrow Q = n \cdot N (\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha).$$

Окончательно получим:

$$Q = n \cdot W \cdot \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{\cos \alpha - f \sin \alpha}, \quad (26)$$

где f – коэффициент трения между конусом и кулачками; n – число кулачков.

Цанговые патроны и оправки

Цанговый патрон включает два основных элемента: корпус и цангу. При передаче осевого усилия Q цанга смещается влево, и ее губки, взаимодействуя с внутренним конусом корпуса, захватывают и центрируют заготовку.

Формула (26) справедлива и для расчета цангового патрона или оправки, причем в данном случае f – коэффициент трения между корпусом и губками цанги; n – число губок; W определяется в виде суммы $W' + W''$, где W' – радиальное усилие, передаваемое на заготовку, и W'' – усилие, необходимое для деформации каждого из лепестков цанги. Укажем, что значение угла конусности α для цанговых и кулачковых патронов (оправок) обычно принимается в пределах 12...15°.

Поводковые кулачковые патроны и хомутики

Поводковые патроны и хомутики применяются для передачи крутящего момента от шпинделя на заготовку, установленную в центрах.

Работа таких устройств основана на эффекте самозаклинивания, и силовой расчёт сводится к определению конструктивных параметров, реализующих этот принцип.

Условию самозаклинивания в данном случае соответствует неравенство

$$\varphi_0 > \beta, \quad (27)$$

или

$$\varphi_0 > (\alpha + \gamma), \quad (28)$$

где $\varphi_0 = \operatorname{arctg} f_0$ – угол трения между кулачком и заготовкой.

После преобразований это условие запишется следующим образом:

$$\varphi_0 > \alpha \left(1 + \frac{d}{D}\right), \quad (29)$$

где D – диаметр окружности, на которой располагаются оси кулачков; d – диаметр заготовки.

Учитывая это, окончательно получим для данного случая:

$$\varphi_0 > \beta, \text{ или } f_0 > \frac{\varepsilon}{r}. \quad (30)$$

Другим устройством для передачи крутящего момента на заготовку является приводной хомутик. Запишем условия равновесия произвольной плоской системы сил при минимальном усилии затяжки винта ($W = W_{\min}$):

$$\left. \begin{aligned} \Sigma F_{kx} = 0 : (N_1 - N_2) \cos \alpha + (F_1 + F_2) \sin \alpha - F_0 &= 0; \\ \Sigma F_{ky} = 0 : (N_1 + N_2) \sin \alpha - (F_1 - F_2) \cos \alpha - F &= 0; \\ \Sigma M_0 = 0 : (F_1 + F_2 + F_0) \cdot \frac{d}{2} - M_{\text{рез}} &= 0; \end{aligned} \right\}, \quad (31)$$

причем в данном случае, когда $W = W_{\min}$, силы трения будут равны: $F_0 = f \cdot W$, $F_1 = f \cdot N_1$, $F_2 = f \cdot N_2$ (f – коэффициент трения между деталями хомутика и заготовкой). Из первых двух уравнений находим, что $N_1 = N_2 = N$, $F_1 = F_2 = f \cdot N$.

Далее находим из 2-го и 3-го уравнений

$$N = \frac{W_{\min}}{2 \sin \alpha}, \quad W_{\min} = \frac{2M_{\text{рез}}}{f \cdot d \left(1 + \frac{1}{\sin \alpha}\right)}. \quad (32)$$

Фактическое усилие затяжки винта находится, как обычно, с учетом необходимого запаса, т. е. по формуле (16).

Укажем, что к такой же схеме сводится расчет усилия зажима заготовки, установленной в призме и нагруженной моментом сил резания, например, при сверлении отверстия. Правда, в этом случае значение угла α составляет 45° , а для хомутика – обычно 30° , причем при $\alpha = 30^\circ$: $W_{\min} = 0,66 \cdot \frac{M_{\text{рез}}}{f \cdot d}$, а при $\alpha = 45^\circ$: $W_{\min} = 0,83 \cdot \frac{M_{\text{рез}}}{f \cdot d}$.

Эксцентрикивые зажимы

Широкое применение в конструкциях приспособлений находят эксцентрикивые зажимы. Требуется определить:

1) какую силу Q следует приложить к рукоятке эксцентрика, чтобы обеспечить усилие прижатия детали W ;

2) при каких условиях будет выполнено условие самоторможения зажима.

Обозначим: r – радиус эксцентрика; f, f_0 – коэффициенты трения между эксцентриком и деталью и по оси O ; d – диаметр оси.

Запишем вначале условия равновесия сил, приложенных к эксцентрику в процессе защемления детали:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma F_{kx} = 0 : F_{\text{тр}} - x_0 + Q &= 0; \\ \Sigma F_{ky} = 0 : \varphi_0 + W &= 0; \\ \Sigma M_0 = 0 : -Q \cdot e + F_{\text{тр}} \cdot r + W \cdot \varepsilon + M_{\text{тр}} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

где $M_{\text{тр}} = f_0 \cdot R_0 \cdot \frac{d}{2}$ – момент, создаваемый силой трения по оси; R_0 – реакция оси; $F_{\text{тр}} = f_0 \cdot W$.

Полагая с некоторой погрешностью $R_0 \cong |Y_0 = W|$, найдем из последнего равенства

$$W = Q \cdot \frac{e}{\varepsilon + f \cdot r + f_0 \cdot \frac{d}{2}}. \quad (34)$$

Сформулируем теперь условие самоторможения. Для раскрепления детали при снятой нагрузке Q эксцентрик должен повернуться против часовой стрелки. Условие самоторможения будет $\varphi_0 \geq \alpha$, где φ_0 – предельное значение угла трения. Так как углы φ_0 и α достаточно малы, данное условие можно записать так:

$$f_0 > \frac{\varepsilon}{r}.$$

5. РАСЧЕТ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ТИПОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Расчет исполнительных размеров элементов производится по методикам, известным из курса «Сопротивление материалов». Для этого определяется схема нагружения, состоящая из сил и моментов, действующих на элемент приспособления. Рассчитываются и изображаются эпюры изгибающих моментов, рассчитываются действующие напряжения в наиболее опасных сечениях, сравниваются с допустимыми, и делается заключение о допустимости исполнительных размеров элемента.

Контактные напряжения рассчитываются по формулам, приведенным ниже.

Обозначения:

P – сила, Н;

p – нагрузка на единицу длины цилиндра или единицу длины пластинки, Н/мм;

q – среднее давление на единицу площади контакта, МПа;

q_0 – наибольшее давление по площадке контакта, равное наибольшему сжимающему напряжению, МПа;

$\max \tau$ – наибольшее касательное напряжение;

$\max \sigma_1$ – наибольшее растягивающее напряжение;

c – радиус площадки контакта по кругу или половина ширины прямоугольной площадки контакта;

a и b – наибольшая и наименьшая полуоси эллиптической площадки контакта;

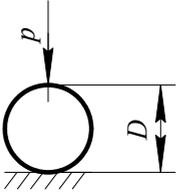
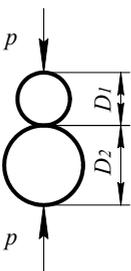
W – величина сближения по линии давления точек обеих деталей, удаленных от зоны контакта из-за деформации в зоне контакта (или величина перемещения в направлении, параллельном давлению по отношению к неподвижной удаленной точке);

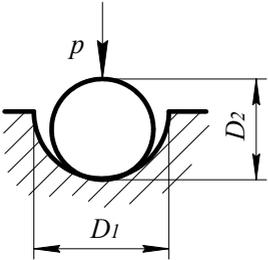
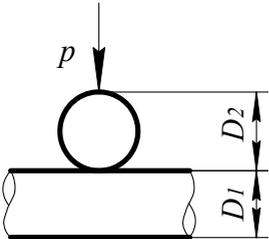
E – модуль продольной упругости;

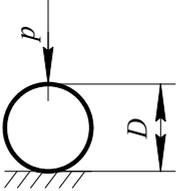
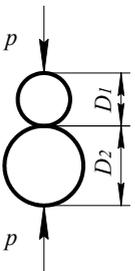
μ – коэффициент Пуассона;

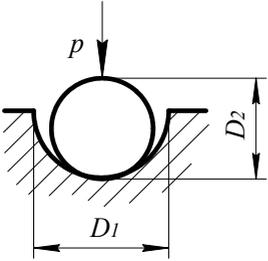
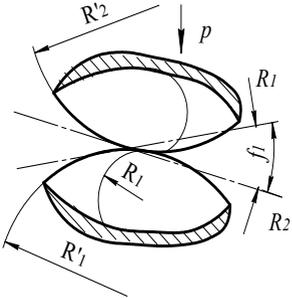
1 и 2 – индексы, соответствующие первой и второй деталям.

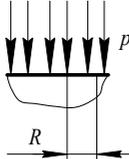
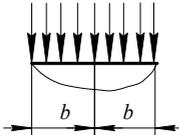
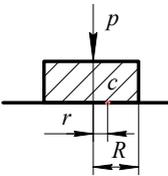
Определение размеров контакта напряжений и перемещений

Случай контакта или нагрузки	Формулы для размеров контакта напряжений и перемещений
<p>1. Цилиндр и деталь, ограниченная плоскостью. Площадка контакта – прямоугольник</p> 	$c = 1,6 \sqrt{pD \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)};$ $q_0 = 0,798 \sqrt{\frac{p}{D \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}}.$ <p>Если $E_1 = E_2 = E$ и $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$, то</p> $c = 2,16 \sqrt{\frac{pD}{E}} \text{ и } q = 0,591 \sqrt{\frac{pE}{D}} \text{ на глубине от поверхности контакта, равной } 0,393c, \text{ наибольшее напряжение } \tau_{\max} = 250 \sqrt{\frac{p}{D}} \text{ при}$ $E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг}\cdot\text{см}^{-2} \text{ и } \mu = 0,25.$ <p>Уменьшение диаметра размера цилиндра между двумя сжимающими его гранями (с учетом контактных и общих деформаций цилиндра):</p> $\Delta D = 4p \frac{1-\mu^2}{\pi E} \left(0,41 + \ln \frac{2D}{c} \right)$
<p>2. Цилиндры с параллельными осями. Площадка контакта – прямоугольник</p> 	$c = 1,6 \sqrt{p \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 + D_2} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)};$ $q_0 = 0,798 \sqrt{\frac{p \frac{D_1 + D_2}{D_1 \cdot D_2}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}}.$ <p>Если $E_1 = E_2 = E$ и $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$, то</p> $c = 2,16 \cdot \sqrt{\frac{p \cdot D_1 \cdot D_2}{E \cdot (D_1 + D_2)}}.$ <p>Сближение центров с учетом контактных и общих напряжений цилиндров:</p> $w = \frac{2(1-\mu^2)}{E} \times \frac{p}{\pi} \left(\frac{2}{3} + \ln \frac{4D_1 D_2}{C^2} \right)$

Случай контакта или нагрузки				Формулы для размеров контакта напряжений и перемещений			
<p>3. Цилиндр и деталь с цилиндрической канавкой. Площадка контакта – прямоугольник</p> 				$c = 1,6 \sqrt{p \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 - D_2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}$ $q_0 = 0,798 \sqrt{\frac{p \frac{D_1 - D_2}{D_1 \cdot D_2}}{\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}}}$ <p>Если $E_1 = E_2 = E$ и $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$, то</p> $c = 2,16 \cdot \sqrt{\frac{p}{E} \cdot \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 - D_2}}; \quad q_0 = 0,591 \sqrt{pE \frac{D_1 - D_2}{D_1 \cdot D_2}}$			
<p>4. Цилиндры, пересекающиеся под прямым углом. Площадка контакта – эллипс</p> 				$a = \alpha_3 \sqrt{P \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 + D_2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}; \quad b = \beta \cdot a;$ $q_0 = \frac{1,5 \cdot P}{\pi \cdot a \cdot b};$ $W = \lambda \sqrt[3]{\frac{P^2}{\left(\frac{E_1}{1 - \mu_1^2} + \frac{E_2}{1 - \mu_2^2} \right)^2} \cdot \frac{D_1 + D_2}{D_1 \cdot D_2}}$ <p>α, β, λ зависят от отношения D_1/D_2 и даны в таблице.</p> <p>Если $E_1 = E_2 = 2 \text{ кг/см}^2$,</p> $\mu_1 = \mu_2 = 0,25, \text{ то } a = 0,0097 \alpha_3 \sqrt[3]{P \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 + D_2}};$ <p>для этих значений E и μ при D_1/D_2 от 1 до 8</p> $\max \tau = \frac{3180}{\left(\frac{D_1}{D_2} \right)^{0,271}} \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{D_2^2}}$			
D_1/D_2	1	1,5	2	3	4	6	10
α	0,908	1,045	1,158	1,350	1,505	1,767	2,175
β	1	0,765	0,632	0,482	0,400	0,308	0,221
λ	2,080	2,060	2,025	1,950	1,875	1,770	1,613

Случай контакта или нагрузки	Формулы для размеров контакта напряжений и перемещений
<p>5. Деталь, ограниченная сферической поверхностью, и деталь, ограниченная плоскостью. Площадка контакта – круг</p> 	$q_0 = 0,721 \cdot \sqrt[3]{PD \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)};$ $q_0 = 0,918 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{D^2 \cdot \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^2}};$ <p>Если $E_1 = E_2 = E$ и $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$, то</p> $c = 0,881 \cdot \sqrt[3]{\frac{PD}{E}}; \quad q_0 = 0,616 \sqrt[3]{\frac{PE^2}{D^2}};$ $\max \sigma_1 = 0,133 \cdot q_0; \quad W = 1,55 \sqrt[3]{\frac{P^2}{E^2 \cdot D}};$ $\max \tau = \frac{1}{3} \cdot q_0$
<p>6. Обе детали ограничены выпуклыми сферическими поверхностями. Площадка контакта – круг</p> 	$c = 0,721 \cdot \sqrt[3]{P \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 + D_2} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)};$ $q_0 = 0,918 \cdot \sqrt[3]{P \frac{\left(\frac{D_1 + D_2}{D_1 \cdot D_2} \right)^2}{\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^2}};$ $W = 1,04 \sqrt[3]{P^2 \frac{D_1 + D_2}{D_1 \cdot D_2} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^2}.$ <p>Если $E_1 = E_2 = E$ и $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$, то</p> $c = 0,881 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{E} \cdot \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 + D_2}};$ $q_0 = 0,616 \cdot \sqrt[3]{PE^2 \cdot \left(\frac{D_1 + D_2}{D_1 \cdot D_2} \right)^2};$ $\max \tau = \frac{1}{3} \cdot q_0, \quad \max \sigma_1 = 0,133 \cdot q_0,$ $W = 1,55 \sqrt[3]{\frac{P^2}{E^2} \frac{D_1 + D_2}{D_1 \cdot D_2}}$

Случай контакта или нагрузки	Формулы для размеров контакта напряжений и перемещений
<p>7. Деталь, ограниченная выпуклой сферической поверхностью, и деталь, имеющая сферическое углубление. Площадка контакта – круг</p> 	$c = 0,721 \cdot \sqrt[3]{P \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 - D_2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}$ $q_0 = 0,918 \cdot \sqrt[3]{P \frac{\left(\frac{D_1 - D_2}{D_1 \cdot D_2} \right)^2}{\left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)^2}}$ <p>Если $E_1 = E_2 = E$ и $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$, то</p> $c = 0,881 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{E} \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 - D_2}}$ $q_0 = 0,616 \cdot \sqrt[3]{PE^2 \cdot \left(\frac{D_1 - D_2}{D_1 \cdot D_2} \right)^2}$ <p>$\max \tau = \frac{1}{3} \cdot q_0$, $\max \sigma_1 = 0,133 \cdot q_0$,</p> $W = 1,55 \sqrt[3]{\frac{P^2}{E^2} \frac{D_1 - D_2}{D_1 \cdot D_2}}$
<p>8. Общий случай контакта двух деталей. Площадка контакта – эллипс</p> 	<p>В точке контакта наибольшие и наименьшие радиусы кривизны R_1 и R_1' – в детали 1 и R_2 и R_2' – в детали 2.</p> <p>Плоскость кривизны $\frac{1}{R_1}$ с плоскостью кривизны $\frac{1}{R_2}$ образует угол φ. Тогда</p> $q_0 = \frac{1,5P}{\pi \cdot a \cdot b}; \quad a = \alpha \sqrt[3]{\frac{P\delta}{k}}; \quad b = \beta \sqrt[3]{\frac{P\delta}{\lambda}}$ $W = \lambda \sqrt[3]{\frac{P^2}{k^2\delta}}, \quad \text{где } \delta = \frac{4}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'}} \text{ и}$ $k = \frac{8}{3} \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_2(1 - \mu_1^2) + E_1(1 - \mu_2^2)}$ <p>значения α, β, λ даны в таблице (см. примечание), где</p> $\theta = \arccos \frac{1}{4} \delta \times$ $\times \sqrt{\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right)^2} + 2 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right) \times$ $\times \sqrt{\left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \right) \cos 2\varphi}$

Случай контакта или нагрузки	Формулы для размеров контакта напряжений и перемещений
<p>9. Равномерное давление p в кг/см² по площади круга радиуса R; деталь, ограниченная плоскостью (упругое полупространство)</p> 	<p>Величина перемещения точек плоскости, ограничивающей полупространство, в направлении давления:</p> $\max W = \frac{2pR(1-\mu^2)}{E} \quad (\text{в центре});$ $W = \frac{2pR(1-\mu^2)}{\pi \cdot E} \quad (\text{у края}).$ <p>Наибольшее касательное напряжение $\max \tau = 0,33 p$ (в точке упругой детали под центром площади контакта на глубине, равной $0,638 R$)</p>
<p>10. Равномерное давление p в кг/см² по квадратной площадке; деталь, ограниченная плоскостью (упругое полупространство)</p> 	<p>Величина перемещения точек плоскости, ограничивающей полупространство, в направлении давления:</p> $\max W = \frac{2,24 pb(1-\mu^2)}{E} \quad (\text{в центре});$ $W = \frac{1,22 pb(1-\mu^2)}{\pi \cdot E} \quad (\text{в углах})$
<p>11. Жесткий цилиндрический штамп радиуса R, передающий нагрузку P, и деталь, ограниченная плоскостью (упругое полупространство)</p> 	<p>Величина перемещения штампа в направлении давления: $W = \frac{P(1-\mu^2)}{2RE}$.</p> <p>В точке С на поверхности контакта</p> $q_0 = \frac{P}{2\pi R \sqrt{R_2 - r_2}}; \quad \max q_0 = \infty \quad (\text{у края});$ $\min q_0 = \frac{P}{2\pi R^2} \quad (\text{в центре})$
<p>12. Сосредоточенная сила P; деталь, ограниченная плоскостью (упругое полупространство)</p>	<p>В точках с координатами r, φ, z (за исключением области вблизи точки приложения силы):</p> $\sigma_r = \frac{P}{2\pi} \left(\frac{(1-2\mu)(R-z)}{r^2 R} - \frac{3zr^2}{R^5} \right); \quad \sigma_z = -1,5 \frac{Pz^3}{\pi R^5};$ $\sigma_\varphi = \frac{P}{2\pi} (1-2\mu) \left(\frac{z}{R^3} - \frac{R-z}{r^2 R} \right); \quad \tau = -1,5 \frac{Pz^2 r}{\pi R^5}.$

Случай контакта или нагрузки	Формулы для размеров контакта напряжений и перемещений
	<p>Расстояние $R = \sqrt{r^2 + z^2}$, φ – угол в плоскости, перпендикулярной к оси z. Перемещение относительно точки, весьма удаленной от места приложения силы P,</p> <p>по оси z: $W = \frac{P}{4\pi G} \left(\frac{2(1-\mu)}{R} + \frac{z^2}{R^3} \right)$;</p> <p>по оси r: $u = \frac{P}{4\pi G} \left(\frac{rz}{R^3} - (1-2\mu) \frac{R-z}{rR} \right)$</p>
<p>13. Нагрузка, приложенная по линии, нормальной к плоскости пластинки</p>	<p>В любой точке C (исключая точки контакта) $\sigma = \frac{2p \cdot \cos\theta}{\pi}$ (радиальное напряжение).</p> <p>Точки, лежащие на одной окружности диаметра d (круг Буссинеска), касательной в точке контакта к прямой ss, имеют одно и то же радиальное сжимающее напряжение:</p> $\sigma_2 = \frac{2p \cdot l}{\pi \cdot d} = \text{const}$
<p>14. Равномерное давление по краю пластинки на участке длиной l</p>	<p>Напряжение в точке C:</p> $\sigma = 0,318p(\alpha + \sin \alpha) \text{ (сжатие);}$ $\tau = 0,318p \sin \alpha.$ <p>Величины перемещения:</p> <p>точки O_1</p> $W = \frac{2p}{\pi E} \left((l+x_1) \ln \frac{d}{l+x_1} - x_1 \ln \frac{d}{x_1} \right) + pl \frac{1-\mu}{\pi E};$ <p>точки O_2</p> $W = \frac{2p}{\pi E} \left((l-x_2) \ln \frac{d}{l-x_2} - x_2 \ln \frac{d}{x_2} \right) + pl \frac{1-\mu}{\pi E}.$ <p>Здесь W – вертикальное перемещение точки O_1 или O_2 по отношению к удаленной точке A</p>

Примечание.

Случай контакта или нагрузки			Формулы для размеров контакта напряжений и перемещений					
θ	0°	10°	20°	30°	35°	40°	45°	50°
α	∞	6,612	3,778	2,731	2,397	2,136	1,926	1,754
β	0	0,319	0,408	0,493	0,530	0,567	0,604	0,641
λ	—	0,851	1,220	1,453	1,550	1,637	1,709	1,772
θ	55°	60°	65°	70°	75°	80°	85°	90°

Случай контакта или нагрузки				Формулы для размеров контакта напряжений и перемещений				
α	1,611	1,486	1,378	1,284	1,202	1,128	1,061	1,000
β	0,678	0,717	0,759	0,802	0,846	0,893	0,944	1,000
λ	1,828	1,875	1,912	1,944	1,967	1,985	1,991	2,000

Таблица 7

Главные напряжения $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ для точек центральной оси z при эллиптической площадке контакта.

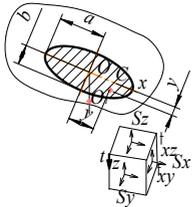
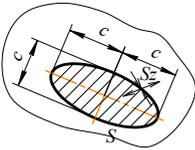
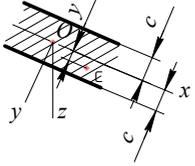
Коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$

$\frac{z}{a}$	$\frac{\sigma_x}{-q_0}$	$\frac{\sigma_x}{-q_0}$	$\frac{\sigma_x}{-q_0}$	$\frac{\sigma_y}{-q_0}$	$\frac{\sigma_x}{-q_0}$	$\frac{\sigma_x}{-q_0}$	$\frac{\sigma_y}{-q_0}$	$\frac{\sigma_x}{-q_0}$	$\frac{\sigma_x}{-q_0}$	$\frac{\sigma_y}{-q_0}$	$\frac{\sigma_x}{-q_0}$
0	0,800	1,000	0,772	0,828	1,000	0,733	0,867	1,000	0,680	0,920	1,000
0,1	0,614	0,990	0,574	0,591	0,986	0,527	0,532	0,976	0,419	0,355	0,923
0,2	0,462	0,962	0,427	0,410	0,948	0,370	0,310	0,911	0,258	0,123	0,766
0,3	0,342	0,917	0,310	0,247	0,889	0,257	0,173	0,822	0,163	0,036	0,613
0,4	0,250	0,862	0,221	0,189	0,819	0,176	0,100	0,725	0,105	0,006	0,492
0,5	0,180	0,800	0,156	0,119	0,744	0,120	0,047	0,633	0,069	-0,007	0,400
0,6	0,129	0,735	0,109	0,077	0,670	0,082	0,021	0,549	0,045	-0,010	0,330
0,7	0,091	0,671	0,076	0,047	0,599	0,055	0,007	0,476	0,029	-0,012	0,275
0,8	0,063	0,610	0,052	0,028	0,534	0,037	-0,001	0,414	0,020	-0,012	0,233
0,9	0,043	0,552	0,036	0,015	0,476	0,025	-0,006	0,361	0,013	-0,010	0,199
1,0	0,029	0,500	0,023	0,006	0,424	0,016	-0,007	0,316	0,009	-0,009	0,171
	$b/a = 1,00$		$b/a = 0,75$			$b/a = 0,50$			$b/a = 0,25$		

Таблица 8

Главные нормальные и наибольшие касательные напряжения в точках зоны контакта при нормальном давлении

Случай контакта или нагрузки	В точке наибольших сжимающих напряжений	В точке наибольших растягивающих напряжений	В точке наибольших касательных напряжений
Эллипс, a и b – большая и малая полуоси, $e = \sqrt{1 - \beta^2}$ – эксцентриситет эллипса; $b = b/a$	Центр площадки контакта: $s_3 = -q_0$ (по нормали к плоскости контакта); $\sigma_2 = -(2\mu - (1 - 2\mu) \times \frac{b}{a+b})q_0$ (в направлении большей оси эллипса);	На конце большей полуоси эллипса в точках площадки контакта: $\sigma_1 = (1 - 2\mu) \frac{\beta}{e^2} \times (1 - \frac{\beta}{e} \arctg e) q_0$ (по касательной к эллипсу);	В точке центральной оси на глубине $z_0 \tau_{\max} = c q_0$ (в плоскости малой оси эллипса). Значения c и положение точки в зависимости от $b = b/a$: $b = 0,25; 0,50; 0,75; 1,00$

Случай контакта или нагрузки	В точке наибольших сжимающих напряжений	В точке наибольших растягивающих напряжений	В точке наибольших касательных напряжений
	$\sigma_1 = -(2\mu - (1 - 2\mu) \times \frac{a}{a+b}) q_0$ <p>(в направлении меньшей оси эллипса)</p>	$\sigma_2 = 0$ (по нормали к плоскости контакта); $\sigma_1 = -\sigma_3$ (по оси эллипса)	$c = 0,322; 0,325; 0,317; 0,310;$ $z_0 = 0,18; 0,31;$ $\frac{z_0}{a}$ $0,41; 0,48.$ <p>Наибольшее напряжение τ_{max} в точках площадки контакта на конце большой полуоси (при $e < 0,89$) или в центре площадки контакта (при $e > 0,89$) и не превосходит величины $0,2q_0$</p>
<p>Круг с радиусом c</p> 	<p>Центр площадки контакта:</p> $q_3 = -q_0$ (по нормали к площадке контакта); $\sigma_1 = \sigma_2 = -\frac{1+2\mu}{2} q_0$	<p>В точках контура $\sigma_1 = \frac{1-2\mu}{3} q_0$</p> <p>(по радиусу к контуру); $\sigma_2 = 0$ (по нормали к площадке контакта); $\sigma_3 = -\sigma_1$ (по касательной к контуру)</p>	<p>В точке центральной оси z на глубине $z = 0,48c$;</p> $\tau_{max} = 0,310q_0$ <p>Главные напряжения для этой точки:</p> $\sigma_3 = \sigma_2 = -0,800q_0$ $\sigma_1 = \sigma_2 = -0,18q_0$
<p>Полоска шириной $2c$. Первоначальное касание по линии</p> 	<p>Средняя линия контакта:</p> $\sigma_1 = \sigma_2 = -q_0$ <p>(по нормали к площадке контакта и в направлении, перпендикулярном к средней линии); $\sigma_1 = -2\mu q_0$ <p>(в направлении средней линии)</p> </p>	<p>—</p>	<p>В точках оси z (в плоскости симметрии) на глубине $z_0 = 0,79c$</p> $\tau_{max} = 0,600q_0$

Примечание: q_0 — наибольшее давление в середине площадки контакта МПа; μ — коэффициент Пуассона материала детали, в которой определяются напряжения

6. ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Специальное приспособление для конкретной технологической операции применяется в том случае, когда нужно сократить вспомогательное время, связанное с установкой, креплением и ориентацией детали относительно движений станка. Часто приходится применять специальное приспособление, если обработка универсальными средствами (получение формы, точности размеров) невозможна. Поэтому сбор исходных данных начинается с подробного изучения деталей и технологической операции. К исходным данным относятся:

- чертеж детали и технические требования на деталь;
- эскиз заготовки, приходящей на рассматриваемую операцию, с указанием ее размеров, допусков и параметров шероховатости поверхностей, физико-механических свойств материалов;
- операционный эскиз с указанием схемы базирования обрабатываемых на операции поверхностей и требований к ним;
- данные о применяемом оборудовании, режущем инструменте, режимах резания;
- возникающие при обработке силы или моменты резания и место их приложения.

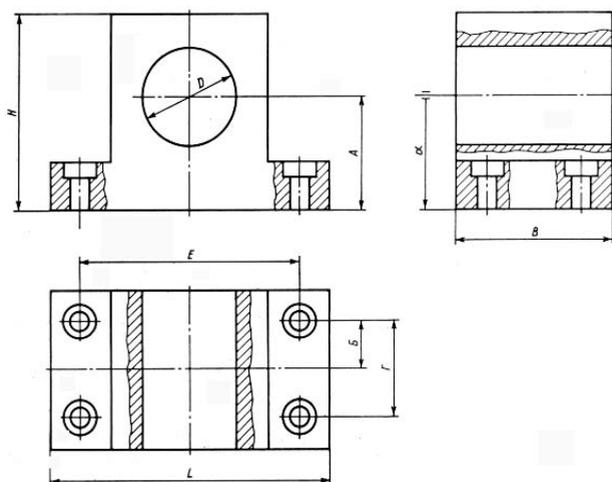


Рис. 61. Чертеж детали

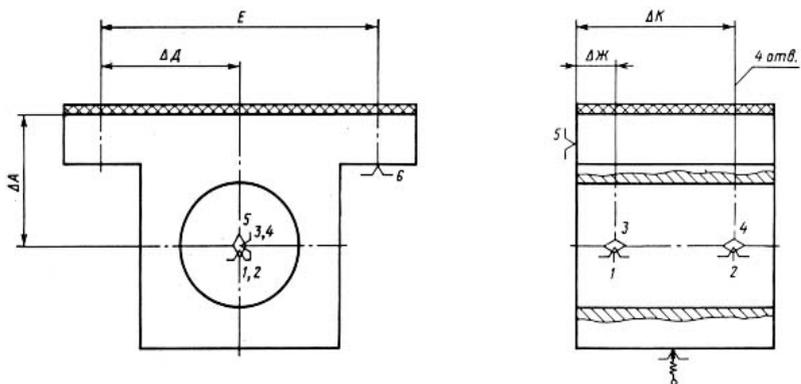


Рис. 62. Схема базирования заготовки в приспособлении, определение точек приложения и направления силового замыкания

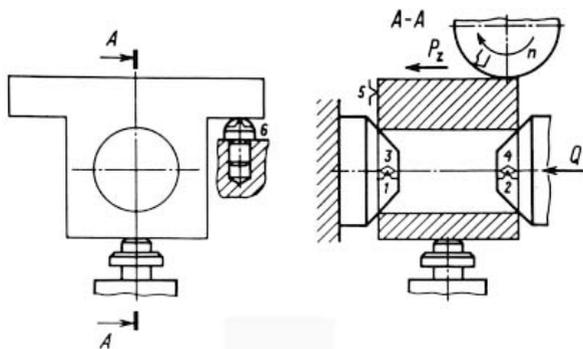


Рис. 63. Чертеж установочных, направляющих и опорных элементов приспособления

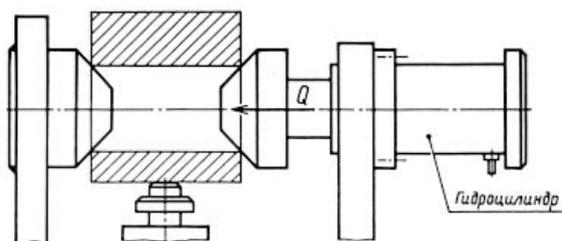


Рис. 64. Чертеж зажимных, фиксирующих, вспомогательных элементов приспособления

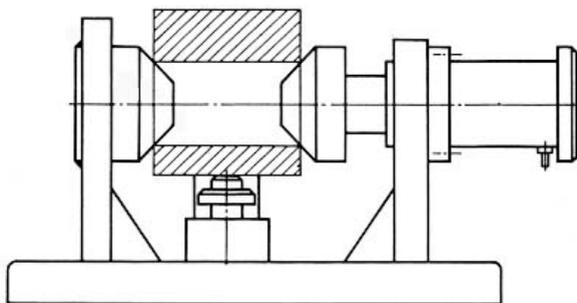


Рис. 65. Привод зажимного устройства

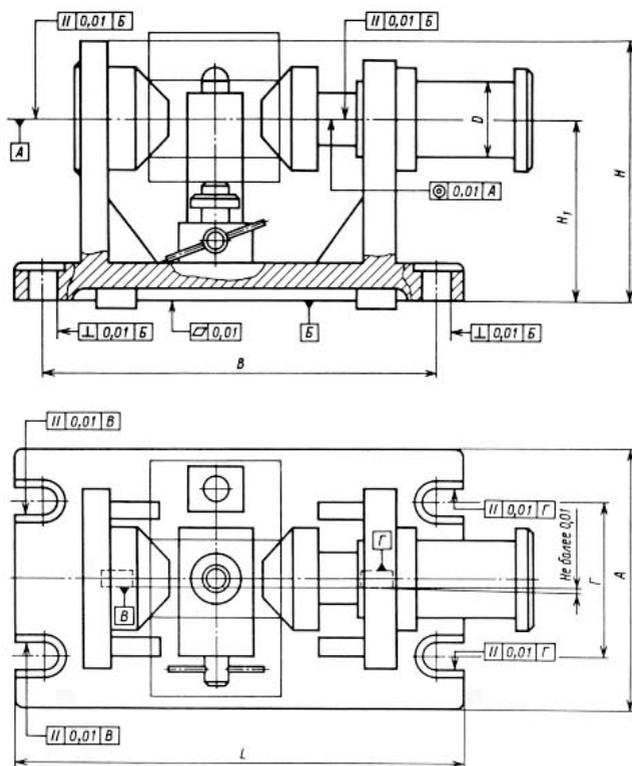


Рис. 66. Корпус приспособления с устройствами для крепления его на столе станка

Особое внимание следует уделить выяснению возможных габаритов приспособления, местоположения заготовки относительно базовых поверхностей станка, способа крепления и базирования приспособления на станке.

Выбор привода основывается на необходимом усилии зажима заготовки и габаритных размерах привода.

7. ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ТОКАРНЫХ И КРУГЛОШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ

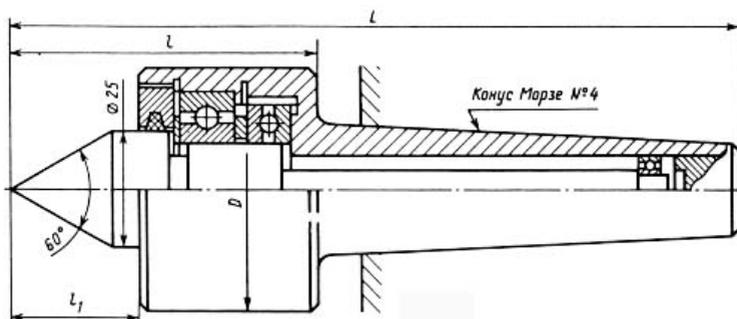


Рис. 67. Вращающиеся центры для центровых деталей

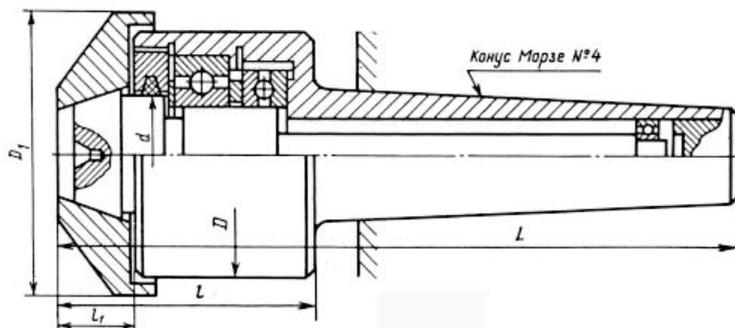


Рис. 68. Вращающиеся центры для полых деталей

Таблица 9

Размеры центров для центровых и полых деталей, мм

Конус Морзе	Серия	d	D	L	l	D_1	l_1
		Не более				Не менее	
2	Нормальная	22	50	160	90	56	24
3		25	63	180	94	63	26
4		28	71	210	101	71	30
5		32	80	240	104	80	34
4	Усиленная	36	75	210	111	75	36
5		40	90	250	114	90	45
				125	340	150	125

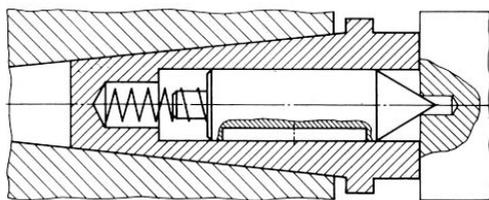


Рис. 69. Плавающий центр для станков с ЧПУ

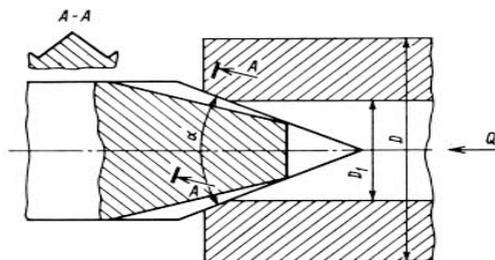


Рис. 70. Рифленый поводковый центр

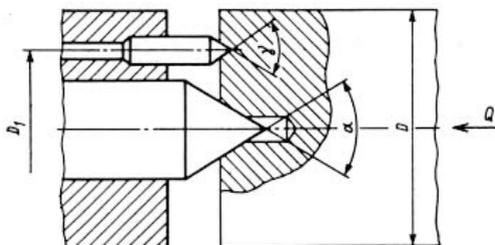


Рис. 71. Центр с поводковым устройством

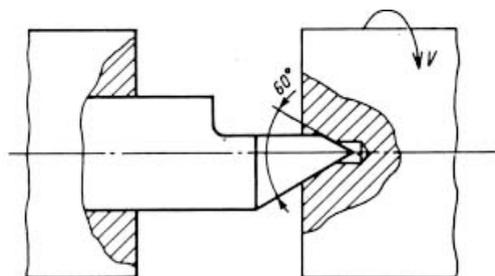


Рис. 72. Срезанный центр для обработки торцовых поверхностей деталей

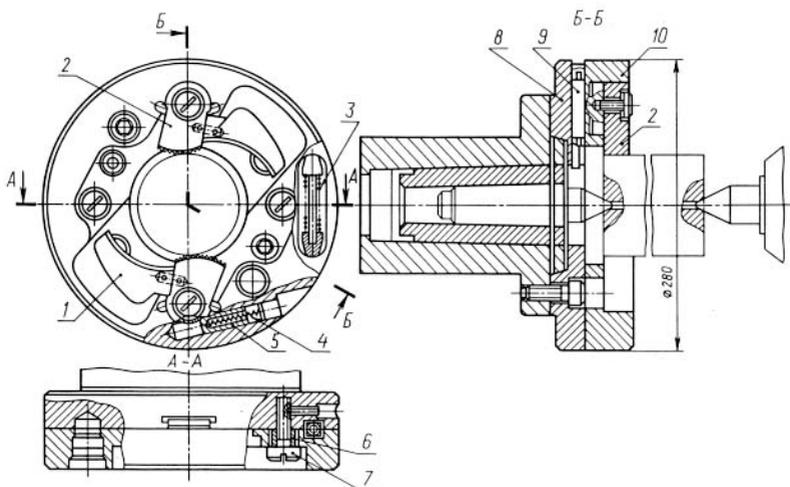


Рис. 73. Поводковый патрон с двумя эксцентриковыми кулачками

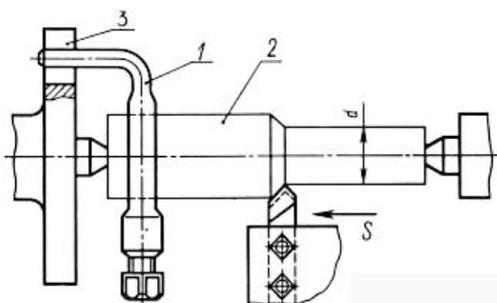


Рис. 74. Схема точения заготовки методом продольной подачи с использованием поводкового патрона и хомутика

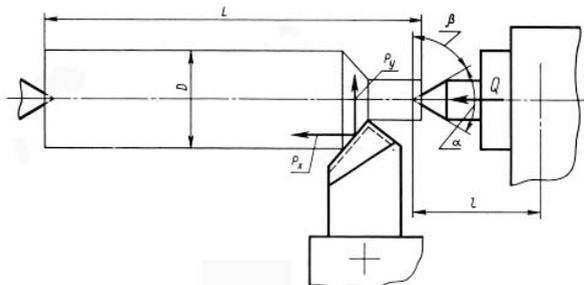


Рис. 75. Схема определения усилия поджима заготовки со стороны задней бабки станка

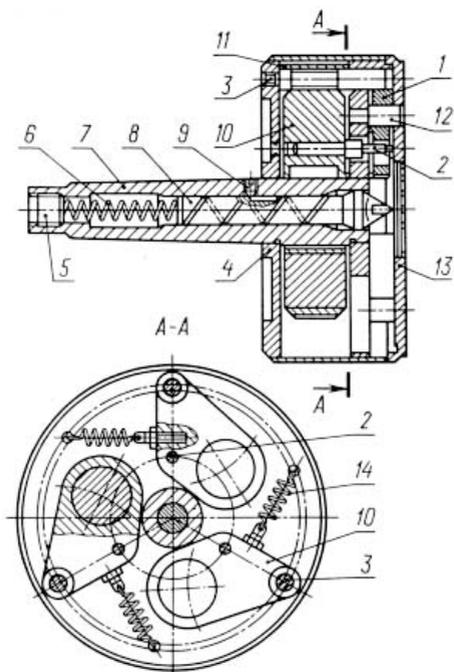


Рис. 76. Трехкулачковый поводковый патрон

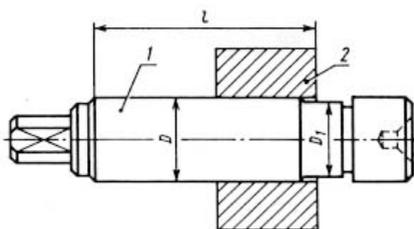


Рис. 77. Гладкая конусная оправка
(1 – оправка; 2 – заготовка)

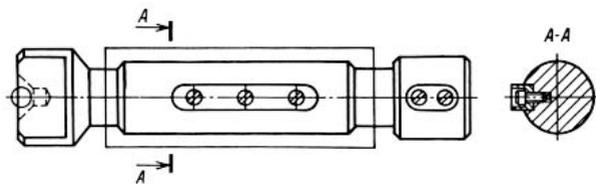


Рис. 78. Гладкая оправка со шпонкой

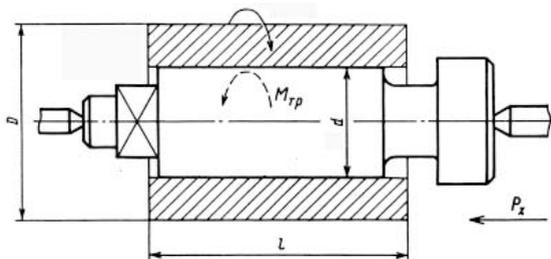


Рис. 79. Цилиндрическая оправка под запресовку

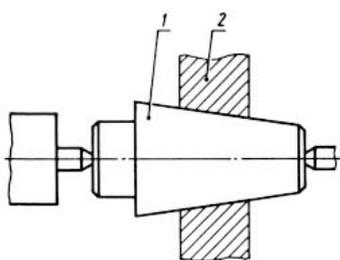


Рис. 80. Конусная оправка
(1 – оправка; 2 – заготовка)

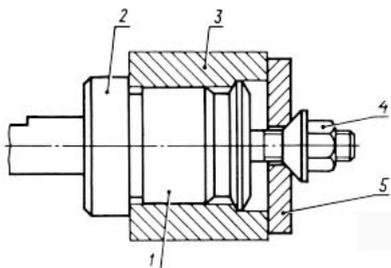


Рис. 81. Гладкая центровая оправка
(1 – оправка; 2 – фланец;
3 – заготовка; 4 – гайка; 5 – шайба)

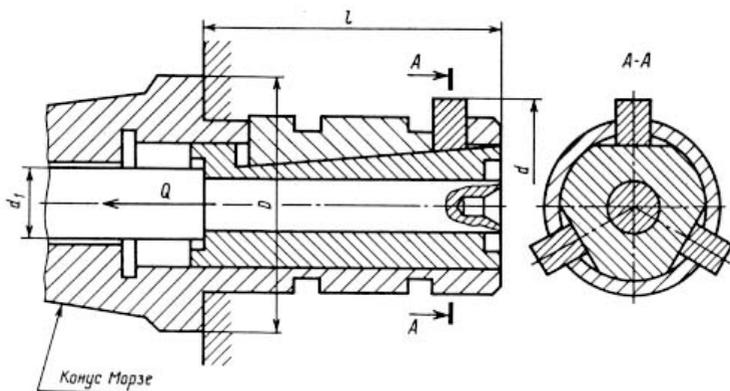


Рис. 82. Оправка кулачковая шпиндельная:
 Q – осевая сила на тяге; D – диаметр посадочный; d – диаметр кулачков;
 d_1 – диаметр тяги; l – длина оправки

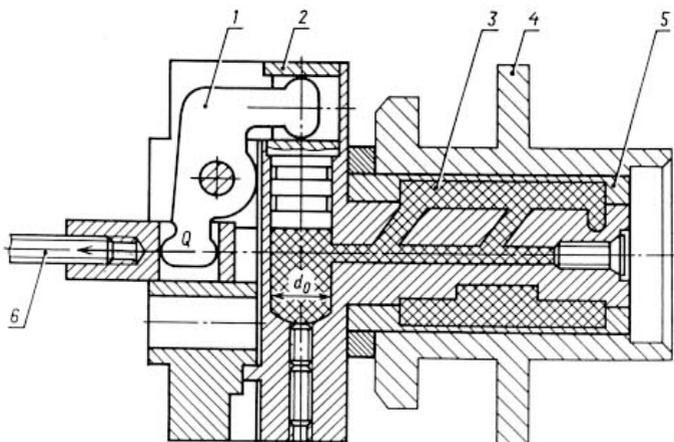


Рис. 83. Тонкостенная оправка с гидропластмассой
 (1 – рычаг; 2 – плунжер; 3 – гидропластмасса; 4 – заготовка;
 5 – разжимная планка; 6 – тяга); Q – сила на штоке цилиндра

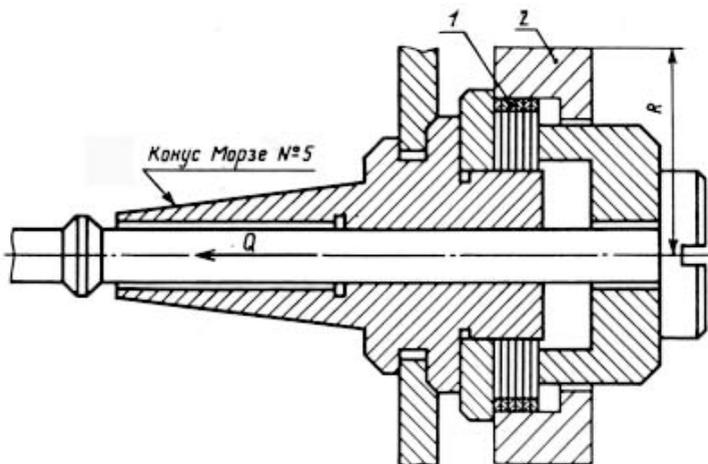


Рис. 84. Консольная оправка с тарельчатыми пружинами
 (1 – пакет тарельчатых пружин; 2 – заготовка); R – радиус
 обрабатываемой поверхности заготовки; Q – осевая сила на штоке
 механизированного привода

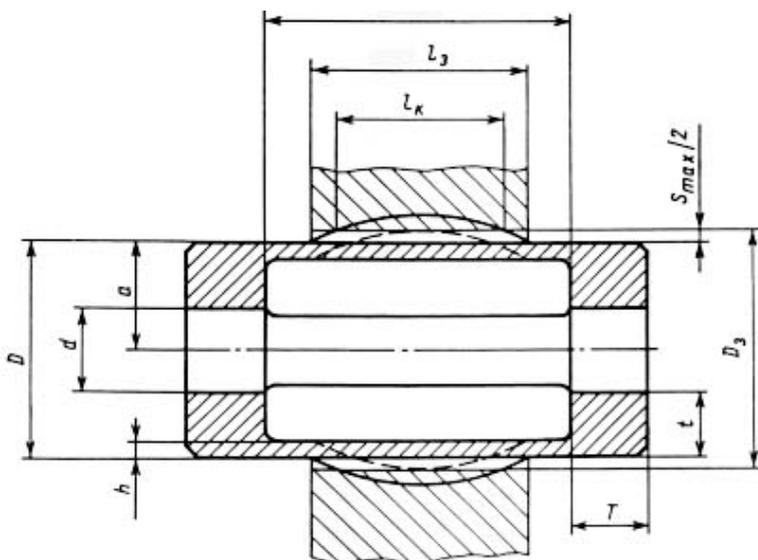


Рис. 85. Тонкостенная втулка для крепления заготовок:

D – диаметр установочной поверхности втулки; h – толщина тонкостенной части втулки; T – длина опорных поясков; t – толщина опорных поясков;

S_{max} – максимальный зазор между втулкой и заготовкой; l_k – длина контактного участка втулки; l_3 – длина заготовки; D_3 – диаметр базовой поверхности заготовки; d – диаметр отверстия опорных поясков втулки

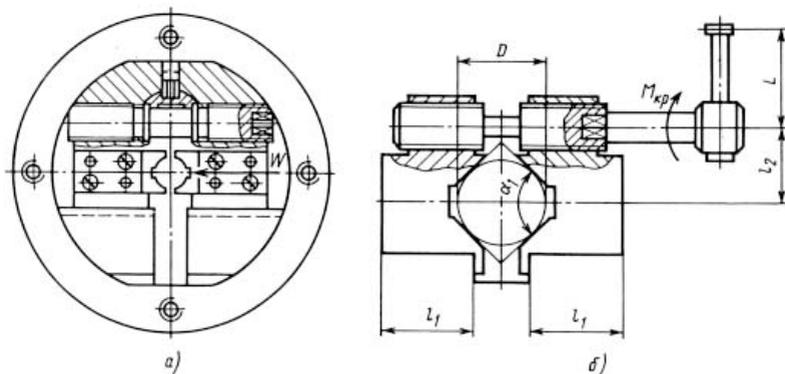


Рис. 86. Универсальный двухкулачковый патрон:
 а – общий вид патрона; б – схема механизма патрона

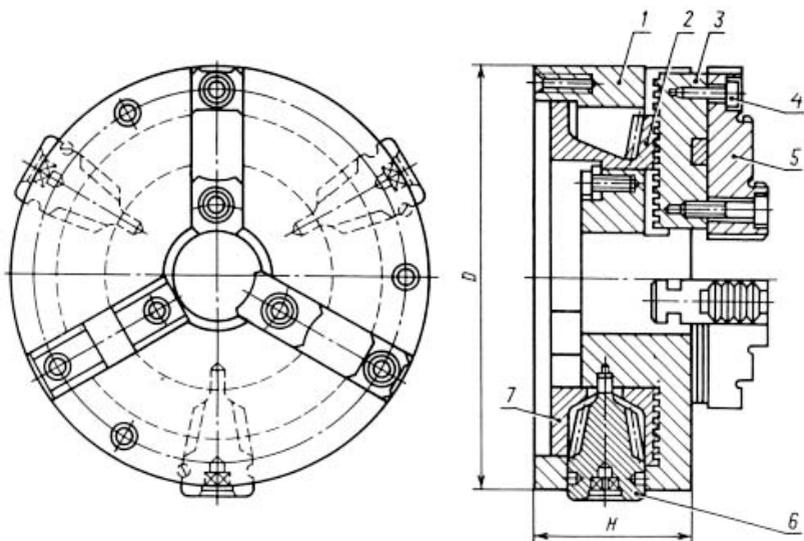


Рис. 87. Трехкулачковый самоцентрирующий патрон

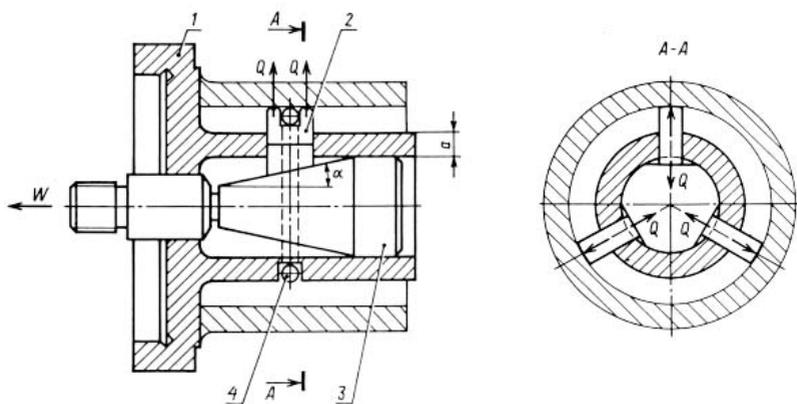


Рис. 88. Схема клиноплунжерного токарного патрона
 (1 – корпус; 2 – плунжер; 3 – клин; 4 – шарик); Q – усилие зажима
 одним плунжером; W – сила тяги привода; α – угол наклона конуса клина;
 a – толщина гильзы корпуса

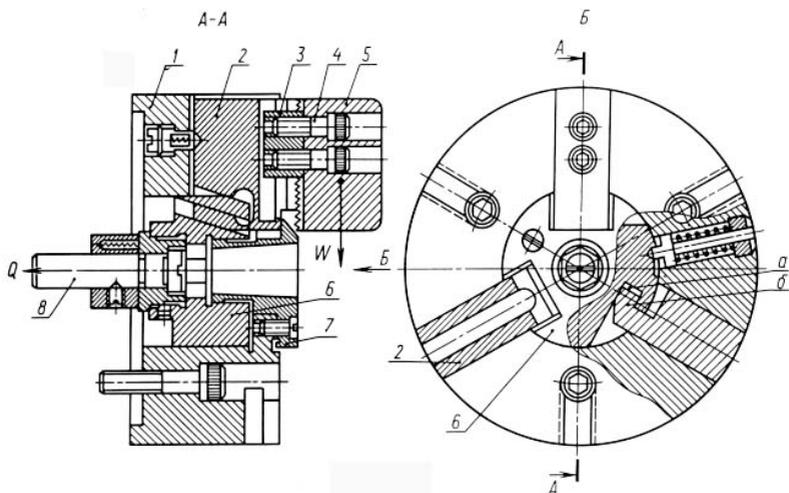


Рис. 89. Универсальный трехкулачковый патрон с механизированным приводом (1 – корпус; 2 – кулачок; 3 – сухарь; 4 – винт; 5 – сменный кулачок; 6, 7 – втулки; 8 – тяга; а – паз во втулке б; б – выступ кулачка 2):
Q – осевая сила на штоке механизированного привода;
W – сила зажима кулачка патрона

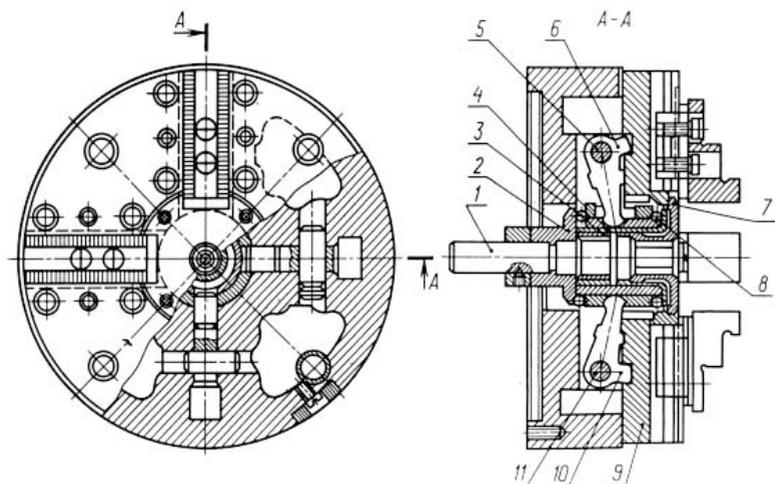


Рис. 90. Универсальный четырехкулачковый патрон
 (1 – тяга; 2, 3, 4, 7 – втулки; 5 – ось рычага; 6, 10 – рычаги;
 8 – плавающий шарик; 9 – кулачок; 11 – ось рычага)

Применяют для установки и зажима деталей некруглой формы.

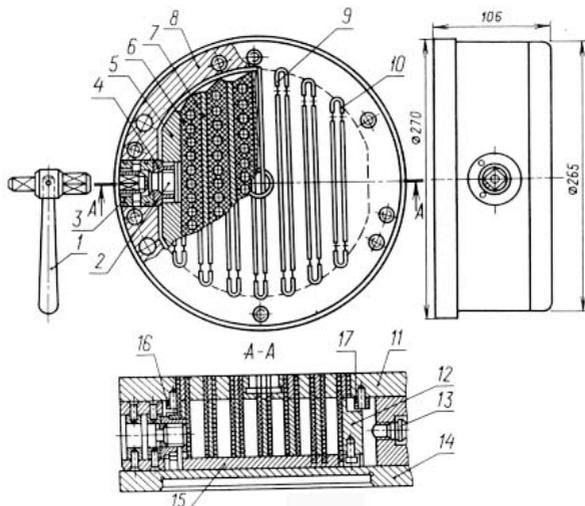


Рис. 91. Патрон с постоянным магнитом
(1 – ключ; 2 – винт; 3 – втулка; 4 – гайка; 5, 7, 12 – пластины;
6 – постоянный магнит; 8 – корпус патрона; 9, 10 – вставки; 11 – верхняя
плита; 13 – пробка; 14 – плата; 15 – промежуточная плата; 16, 17 – упоры)

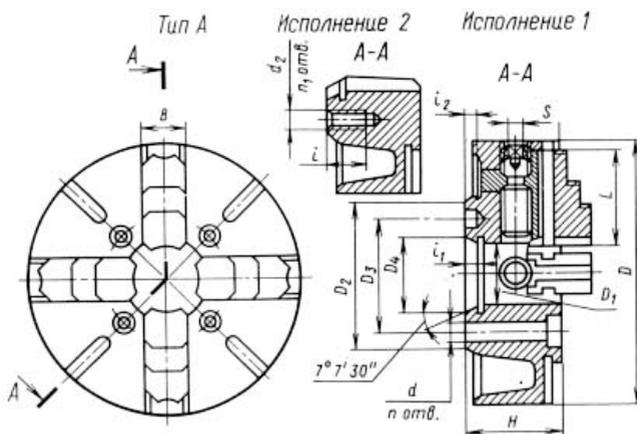


Рис. 92. Патрон четырехкулачковый с независимым
перемещением кулачков

Существует два типа патронов: тип *A* – для крепления на фланцевый конец шпинделя; тип *B* – для крепления на резьбовой конец шпинделя. На рис. 92 изображен патрон для крепления на фланцевый конец шпинделя: исполнение 1 – с креплением на фланцевый конец шпинделя; исполнение 2 – с креплением на фланцевый конец шпинделя под шайбу.

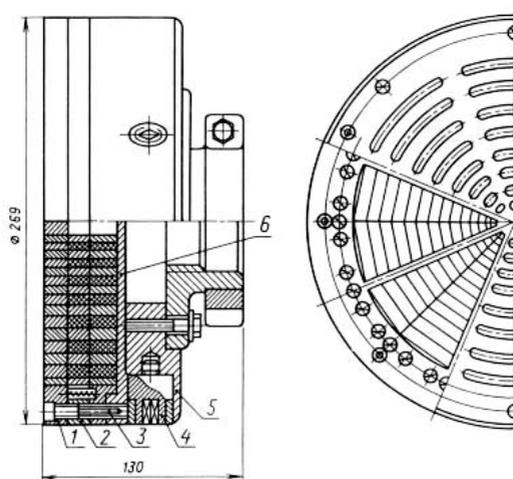


Рис. 93. Магнитный патрон ПТМ-250
(1 – адаптерная плита; 2 – подвижный блок; 3 – винт;
4 – коническое колесо; 5 – корпус; 6 – ведомое колесо)

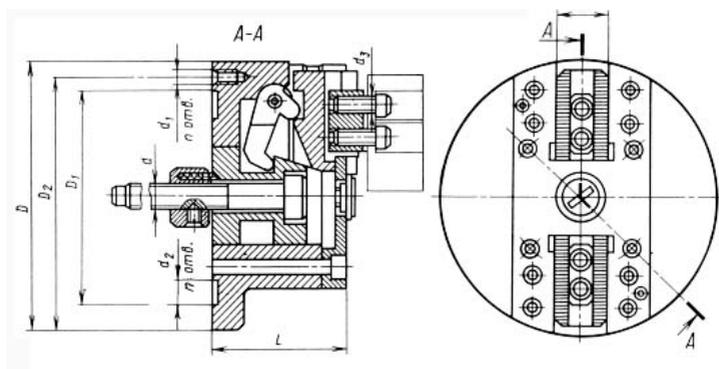


Рис. 94. Патрон самоцентрирующий рычажно-клиновой
двухкулачковый

Размеры патрона

D	D_1	D_2	L	B	d	d_1	d_2	d_3	n	Ход кулачка
125	95	108	75	28	M12	M08	11	M08	3	4
160	130	142	80	34	M12	M08	11	M10	3	5
200	165	180	100	40	M20	M10	11	M12	6	7
250	210	226	110	40	M20	M12	11	M12	6	7
315	270	290	125	50	M20	M12	13	M16	6	8
400	340	368	145	60	M24	M16	17	M20	6	10

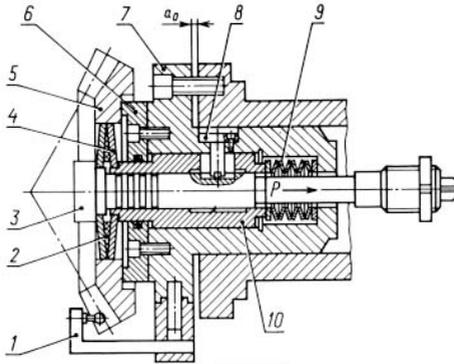


Рис. 95. Зажимное приспособление для обработки конического колеса-диска (1 – фиксатор; 2 – внешняя мембрана тарельчатой формы; 3 – шток; 4 – внутренняя мембрана тарельчатой формы; 5 – обрабатываемое колесо; 6 – опорное колесо; 7 – оправка; 8 – шпонка; 9 – тарельчатая пружина; 10 – втулка)

При закреплении конического колеса-диска шток 3 перемещается в направлении действия силы зажима P .

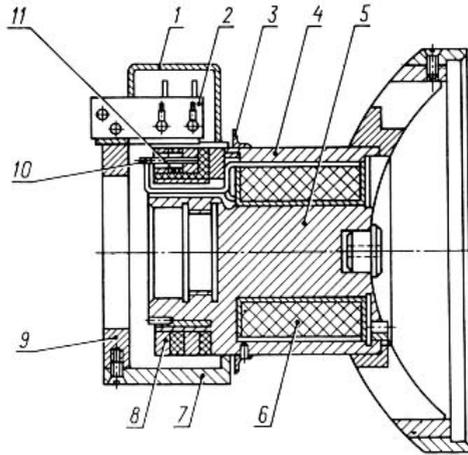


Рис. 96. Круглый электромагнитный патрон к токарному станку для крепления тонких плоских деталей (1 – металлический кожух; 2 – текстолитовый щит; 3 – лабиринтное кольцо; 4 – корпус; 5 – гайка; 6 – катушка; 7 – неподвижная гайка; 8 – контактные кольца; 9 – хомут; 10 – шпилька; 11 – щеткодержатели со щетками)

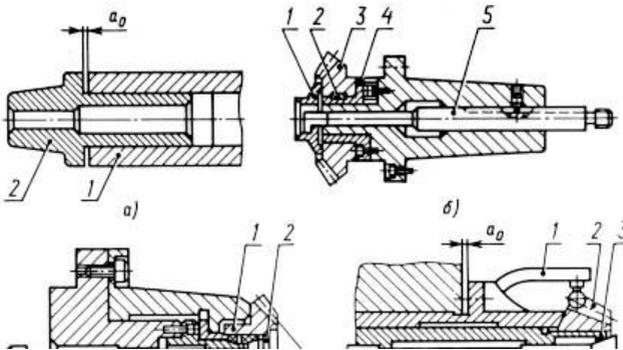


Рис. 97. Приспособления для крепления зубчатых колес при их обработке: а – для обработки конических зубчатых колес (1 – шпиндель; 2 – упор); б – с жестким центрированием (1 – шайба; 2 – шпонка; 3 – зубчатое колесо; 4 – фланец; 5 – тяга); в – зажимное приспособление для колеса со ступицей (1 – зубчатое колесо; 2 – шток; 3 – цапга; 4 – винт); г – зажимное приспособление для крепления сателлита дифференциала (1 – шаблон; 2 – сателлит дифференциала; 3 – цапга; 4 – шток)

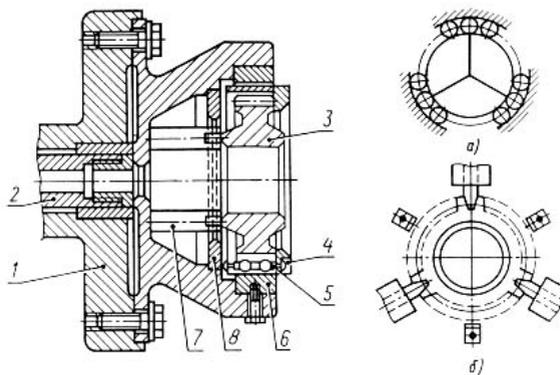


Рис. 98. Мембранный патрон (1 – мембрана; 2 – шток; 3 – зубчатое колесо; 4 – сепаратор; 5 – ролик; 6 – кулачок; 7 – палец; 8 – планка): а – схема расположения роликов; б – схема патрона с тремя клиновыми пальцами

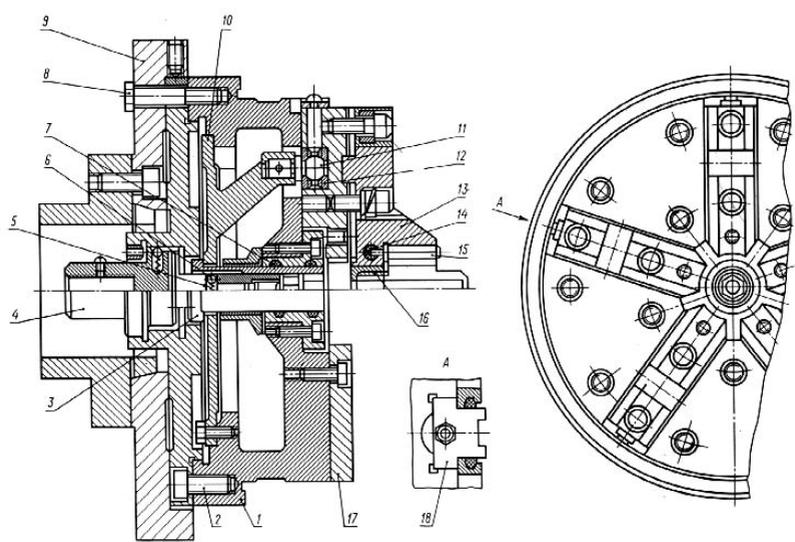


Рис. 99. Мембранный патрон для установки и зажима цилиндрических зубчатых колес (1 – корпус патрона; 2, 5, 8 – винты; 3, 4, 7 – втулки; 6 – шарик; 9 – планшайба; 10 – мембрана (диск); 11 – сферическая опора; 12 – сферическая шайба; 13 – сменный кулачок; 14 – резиновый стержень; 15 – ролик; 16 – кольцо; 17 – сектор; 18 – колодка)

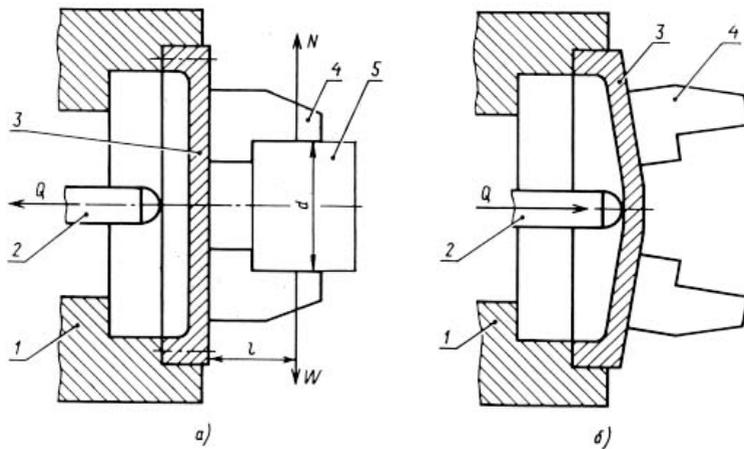


Рис. 100. Мембранный патрон

(1 – корпус мембранного патрона; 2 – тяга; 3 – мембрана; 4 – кулачок патрона; 5 – обрабатываемая деталь): а – деталь зажата в мембранном патроне; б – патрон в разжатом состоянии: W – радиальная сила на одном кулачке мембранного патрона; Q – усилие на шитке; d – диаметр детали; l – расстояние от мембраны до середины кулачка

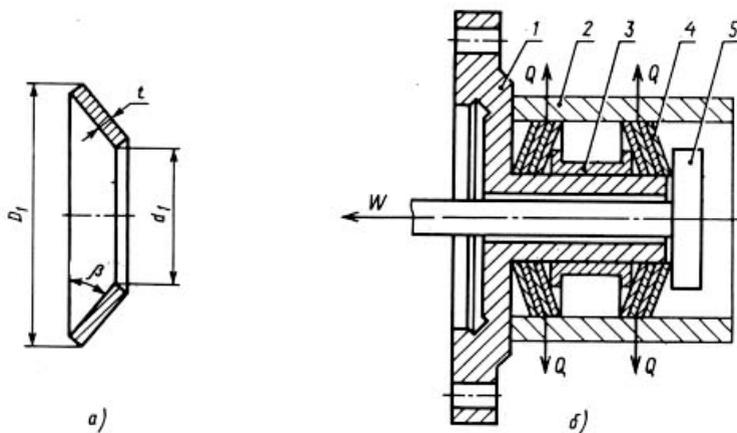


Рис. 101. Патрон с кольцевыми мембранами:

а – кольцевая мембрана; б – схема механизма патрона с кольцевыми мембранами (1 – корпус; 2 – обрабатываемая деталь; 3 – втулка; 4 – пакет мембран; 5 – стержень; W – сила тяги; Q – сила, действующая на обрабатываемую деталь; $b = 9...12^\circ$ – угол наклона мембраны в деформированном состоянии; D_1 – наружный диаметр мембраны; d_1 – диаметр отверстия в мембране; t – толщина мембраны)

Мембранный патрон (рис. 99) имеет пять кулачков для обеспечения высокой точности центрирования при шлифовании зубьев зубчатого колеса.

Цанговые патроны (рис. 102) применяют для зажима калиброванных прутков разного профиля, обрабатываемых на револьверных станках и прутковых автоматах.

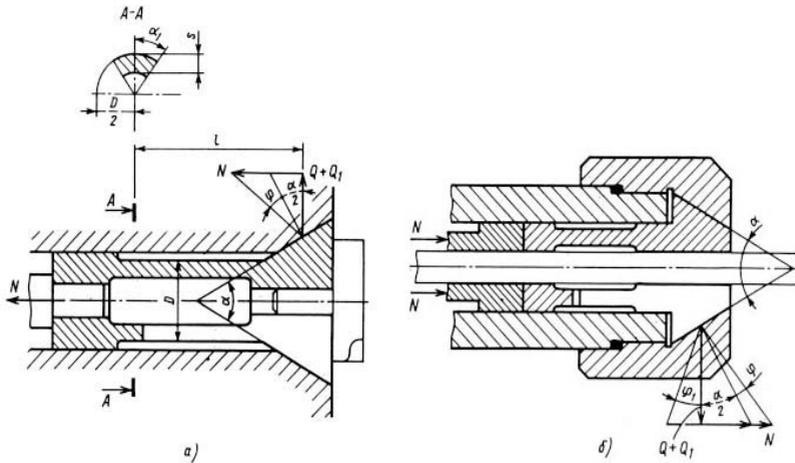


Рис. 102. Цанговые патроны: *a* – с втягиваемой цангой; *б* – с выдвигной цангой (N – осевая сила; Q – радиальная сила, действующая на деталь; Q_1 – сила предварительного сжатия лепестков цанги; $\alpha = 30 \dots 40^\circ$ – угол при вершине конуса цанги; $\phi = 6 \dots 8^\circ$ – угол трения; l – длина лепестка цанги от места ее задела до середины конуса цанги; D – наружный диаметр лепестков цанги; s – толщина изгибающегося лепестка цанги)

8. ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ СВЕРЛИЛЬНЫХ СТАНКОВ

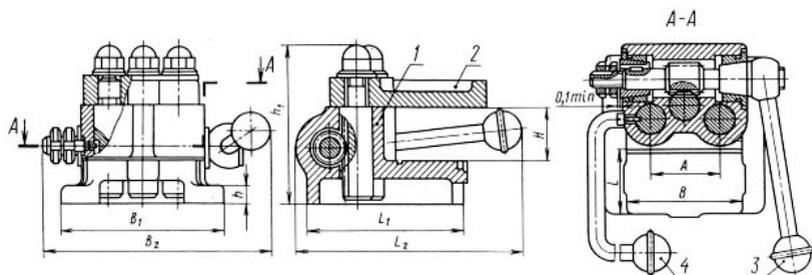


Рис. 103. Кондуктор скальчатый с конусным зажимом, ГОСТ 16888-71
(1 – корпус; 2 – плита, ГОСТ 16890-71; 3 – рукоятка; 4 – ручка)

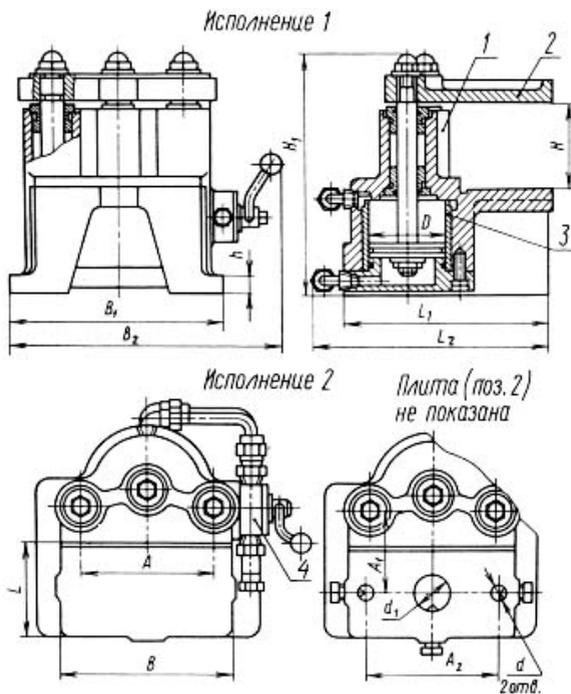


Рис. 104. Кондуктор скальчатый консольный с пневматическим зажимом,
ГОСТ 16889-71 (1 – корпус; 2 – плита, ГОСТ 16870-71; 3 – цилиндр
пневматический; 4 – кран управления)

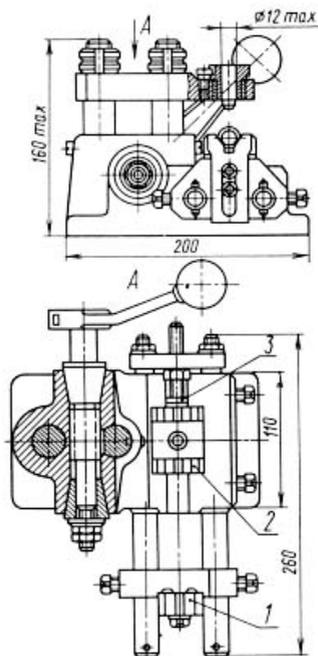


Рис. 105. Кондуктор скальчатый с механическим зажимом
(1, 2 – призмы; 3 – упор)

Для сверления отверстий цилиндрическую заготовку (рис. 105) устанавливают на призмы 1 и 2 до упора 3. Заготовка зажимается при опускании кондукторной плиты (запирается конусом).

Кондуктор скальчатый двухколонный с пневматическим зажимом (рис. 106) предназначен для сверления различных по форме заготовок. Сменные накладки устанавливают на пальцах 1 (цилиндрический и срезанный), плиту с кондукторными втулками – на пальцах 2. Зажим осуществляется при опускании крышки 3, соединенной со штоком 4 пневмопривода. Рукоятка 5 крана служит для управления. Ход штока 8 мм. Усилие на штоке соответственно 4410 Н при внутреннем диаметре пневмокамеры 140 мм и давлении воздуха в сети $p = 0,4$ МПа.

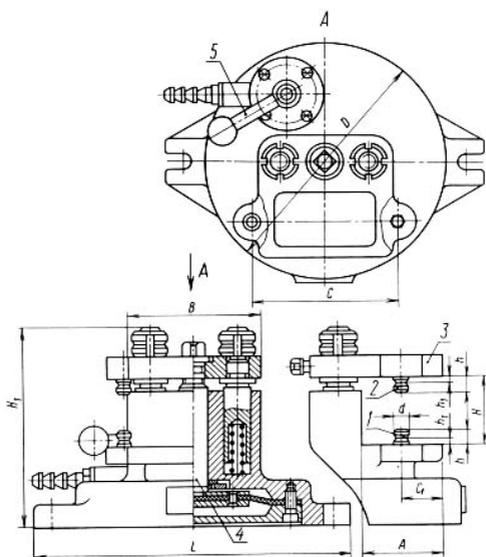


Рис. 106. Кондуктор скальчатый двухколонный с пневматическим зажимом (1, 2 – пальцы; 3 – крышка; 4 – пневматический привод; 5 – рукоятка)

Таблица 11

Размеры кондуктора

A	B	H		H_1	h	h_1	C	C_1	D	d	L
		min	max								
70	90	50	80	160	12	6	125	38	210	13	280
100	120	80	120	205	15	8	180	53	270	16	350

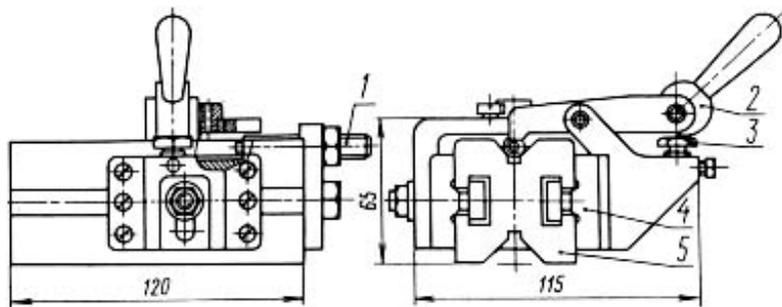


Рис. 107. Кондуктор для сверления отверстий в болтах, шпильках и валиках (1 – шпилька; 2 – эксцентрик; 3 – болт; 4 – корпус; 5 – колодка)

Колодка 5 в зависимости от диаметра детали имеет два призматических гнезда. Колодку можно перемещать в пазах корпуса 4. Шпилька 1 служит упором. Ее положение по длине регулируют гайкой. Эксцентрик 2, зажимающий деталь, настраивают по высоте болтом 3.

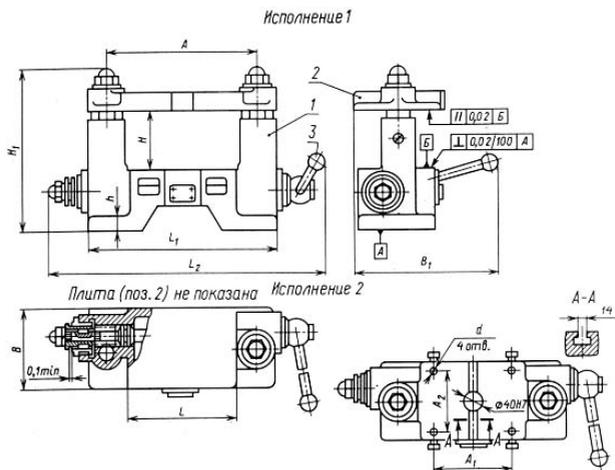


Рис. 108. Кондуктор скальчатый порталный с конусным зажимом ГОСТ 16891-71 (1 – корпус; 2 – плита; 3 – рукоятка)

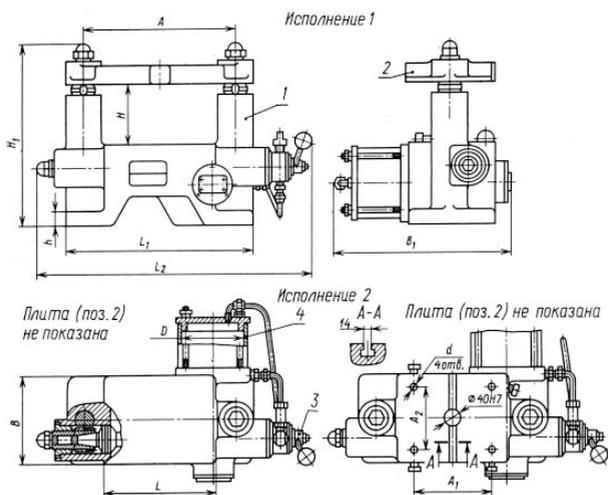


Рис. 109. Кондуктор скальчатый порталный с пневматическим зажимом ГОСТ 16892-71 (1 – корпус; 2 – плита, ГОСТ 16893-71; 3 – кран управления; 4 – цилиндр пневматический)

Кондукторы (рис. 108, 109) укомплектовываются плитами ГОСТ 16890-71, ГОСТ 16893-71 и установочными пальцами ГОСТ 16894-71, ГОСТ 16895-71.

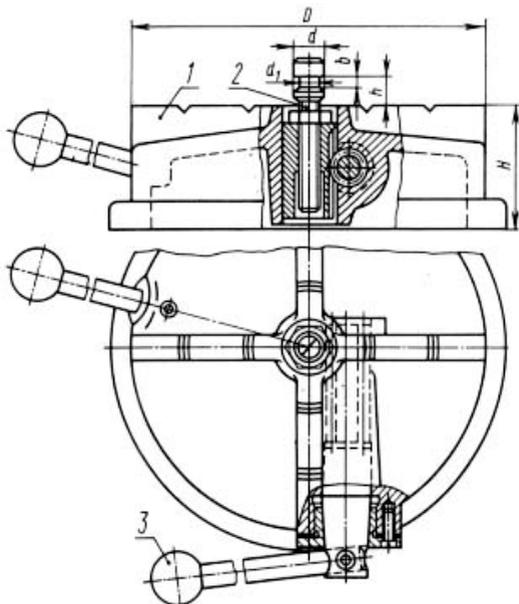


Рис. 110. Подставка для накладного кондуктора с ручным креплением (1 – подставка; 2 – палец; 3 – рукоятка)

При использовании накладного кондуктора (рис. 110) заготовку устанавливают непосредственно на подставку 1 или на промежуточную прокладку. Накладной кондуктор центрируется на пальце 2, при закреплении удерживается быстросъемной шайбой. Кондуктор и заготовку закрепляют одновременно опусканием пальца, соединенного косозубым зацеплением с валиком, несущим рукоятку 3, запираение заготовки производят конусным замком.

Закрепление накладного кондуктора производится от пневматического привода. При давлении воздуха в сети $p = 0,4$ МПа для подставки с диаметром $D = 190...260$ мм осевое усилие на штоке пневмопривода равно 2548 Н; для подставки с диаметром $D = 315$ мм – 4000 Н.

Размеры подставки

D	H	h		d	d_1	b
		min	max			
125	75	20	75	12	21	20
200	90	20	85	16	21	25
300	105	25	120	20	25	28

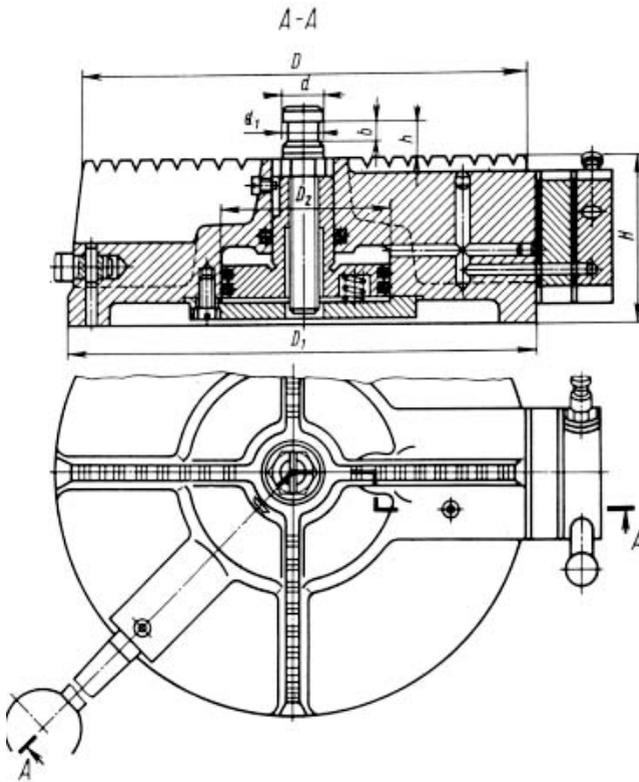


Рис. 111. Подставка для накладного кондуктора с пневматическим зажимом

Размеры подставки

D	D_1	D_2	H	d	h		b	d_1
					min	max		
190	200	100	95	22	24	90	16	16
315	330	120	115	28	—	130	18	20

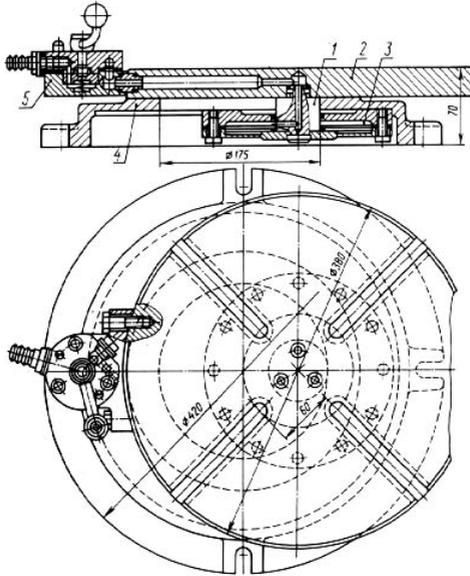


Рис. 112. Стол плавающий для сверлильных станков
(1 – цапфа; 2 – стол; 3 – мембранная камера; 4 – плита; 5 – кран)

Заготовки можно устанавливать в кондукторе, закрепленном на подвижном столе, или непосредственно на столе. Для фиксирования стола в заданном положении служит пневматический прижим с приводом от мембранной камеры 3, обеспечивающий плотное прилегание стола к опорной поверхности плиты 4. Перемещение стола ограничено пределами перемещения цапфы 1. Воздух подводится через кран 5.

Размеры Т-образных пазов по ГОСТ 1574-75. Сила зажима не менее 12 000 Н.

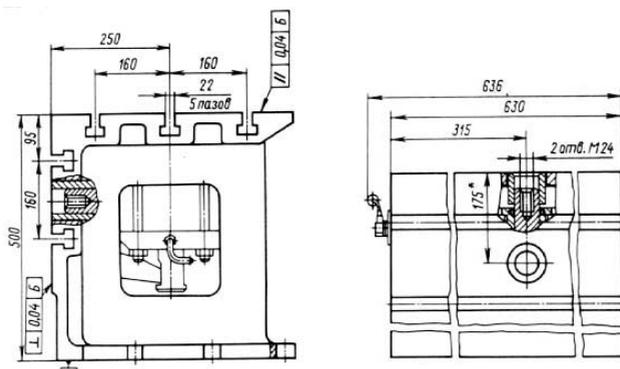


Рис. 113. Стол-тумба неподвижный с пневматическим зажимом, ГОСТ 16206-70

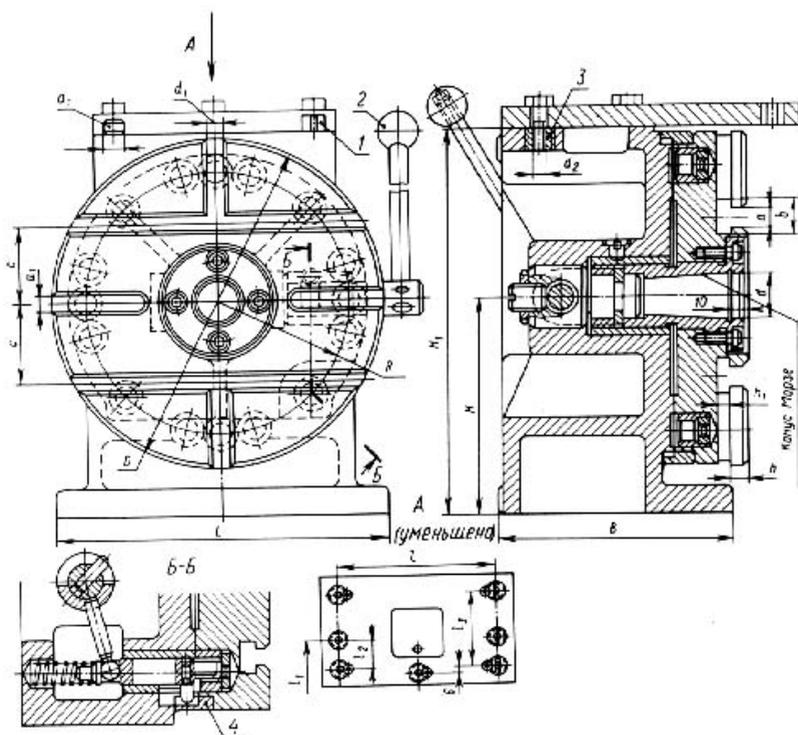


Рис. 114. Стойка с делительной планшайбой и эксцентриковым креплением (1 – палец; 2 – рукоятка; 3 – втулка с резьбовым гнездом; 4 – лимб)

Стойка с планшайбой (рис. 114) предназначена для радиально-сверлильных станков. Заготовку устанавливают непосредственно на рабочую поверхность планшайбы или в приспособление, которое центрирует по отверстию. Пальцы 1 и резьбовые гнезда втулки 3 служат для установки и закрепления плиты с кондукторными втулками. Планшайбу фиксируют в заданном положении поворотом рукоятки 2. Деление может производиться на 2, 3, 4, 6, 8, 12 частей. Настройку на заданное деление выполняют поворотом лимба 4, имеющего шкалу с делениями.

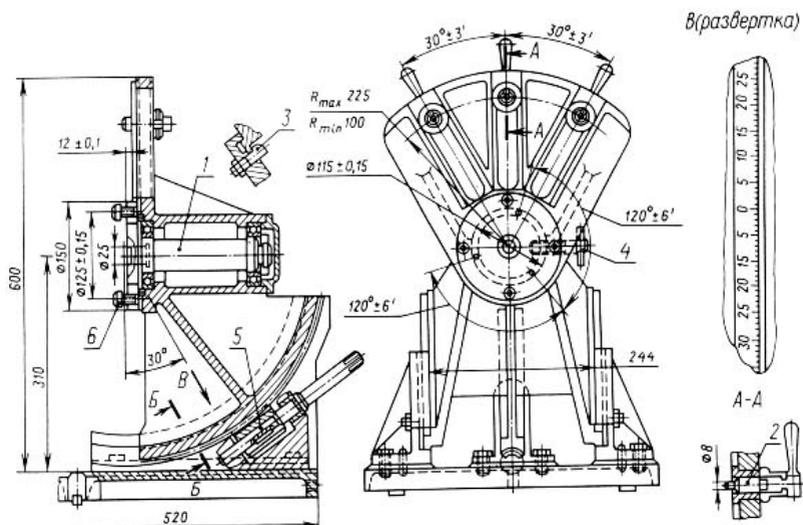


Рис. 115. Стойка поворотная для накладных кондукторов
(1 – шпindelь; 2 – фиксатор; 3 – костьль; 4 – винт;
5 – червячная передача; 6 – болт)

В случае с поворотной стойкой (рис. 115) кондуктор центрируется по поверхностям шпинделя 1 с диаметром 25 или 150 мм. Для закрепления кондуктора на фланце шпинделя служат болты 6. Шпindelь стопорят винтом 4. Посредством червячной передачи 5 установочную поверхность стойки можно наклонять в обе стороны на 30°. Для закрепления стойки служит костьль 3.

Конструкция головки позволяет изменять расстояние между двумя соседними шпинделями в пределах 58...105 мм.

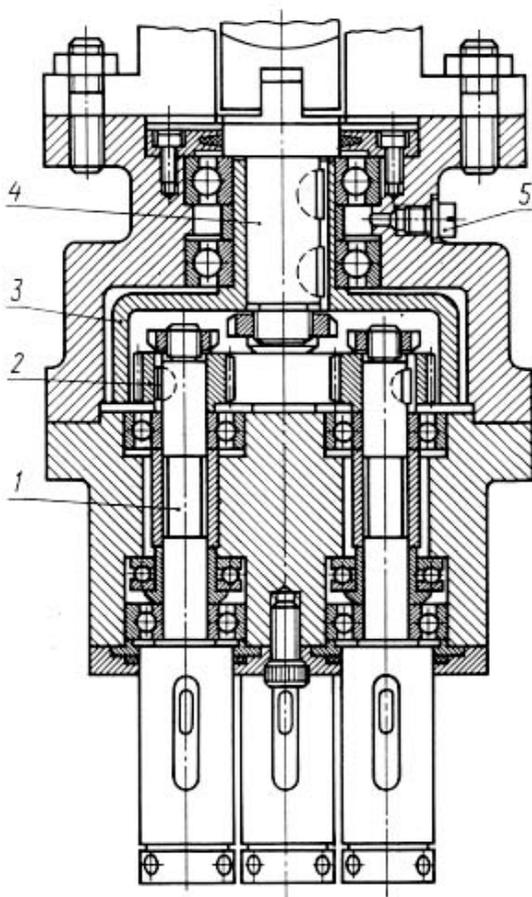


Рис. 116. Многошпиндельная головка для одновременной обработки четырех отверстий: 1 – шпиндель; 2, 3 – зубчатые колеса; 4 – валик; 5 – пробка

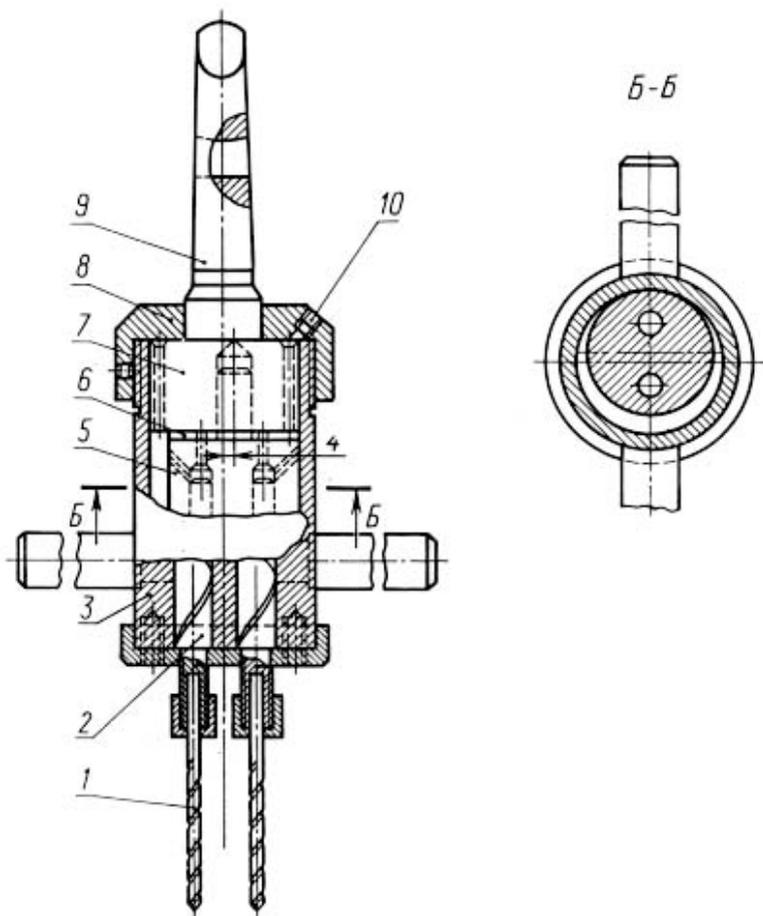


Рис. 117. Многошпиндельная головка без использования зубчатых колес:
 1 – сверло; 2 – шпиндель; 3 – корпус; 4 – стержень; 5 – деталь; 6 – шайба
 бронзовая; 7 – фланец; 8 – крышка; 9 – хвостовик; 10 – пробка

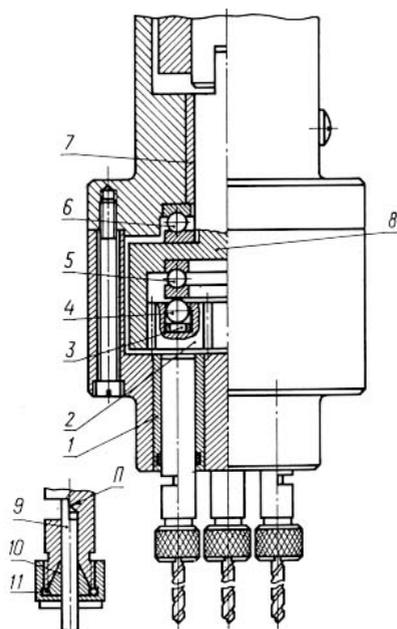


Рис. 118. Многошпиндельная головка для сверления отверстий малого диаметра: 1 – втулка; 2 – зубчатое колесо; 3 – опора; 4 – шарики; 5, 6 – упорные подшипники; 7 – подшипник скольжения; 8 – валик; 9 – сверло; 10 – цанга; 11 – гайка

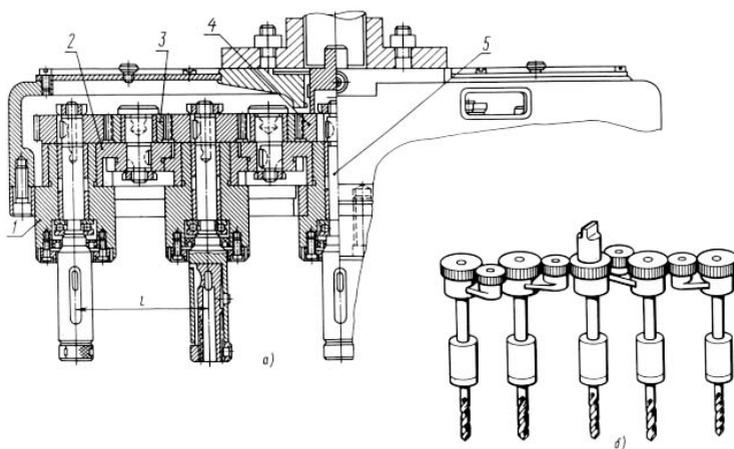


Рис. 119. Многошпиндельная головка для обработки отверстий, расположенных на одной линии: а – чертеж головки в сборе (1 – корпус; 2 – кронштейн; 3 – промежуточное зубчатое колесо; 4 – зубчатое колесо; 5 – шпиндель); б – блок шпинделей

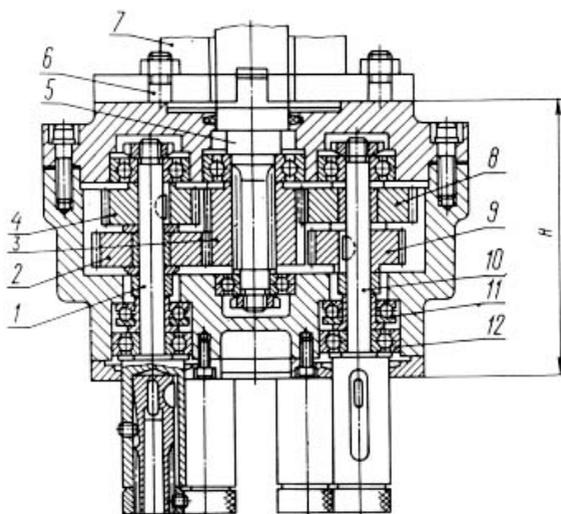


Рис. 120. Многошпиндельная головка для обработки шести отверстий, расположенных по окружности (1 – шпindelь; 8 – промежуточные зубчатые колеса; 3 – зубчатое колесо; 4, 9 – ведущие зубчатые колеса; 5 – валик ведущий; 6 – шпилька; 7 – гильза шпиндельной бабки станка; 10 – шпindelь; 11 – упорный подшипник; 12 – шариковый подшипник)

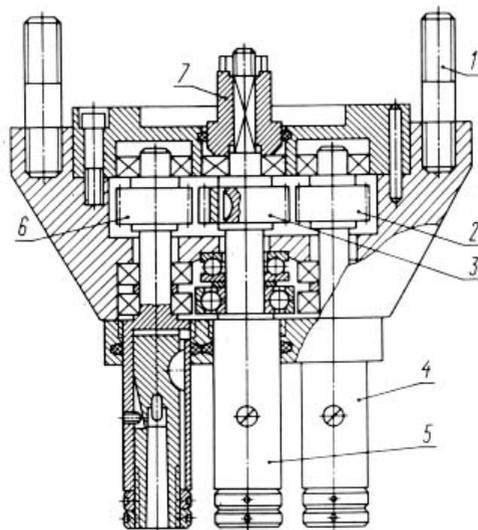


Рис. 121. Трехшпиндельная сверлильная головка с одноярусным расположением зубчатых колес (1 – шпилька; 2, 3, 6 – зубчатые колеса; 4, 5 – шпиндели; 7 – втулка)

9. ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ

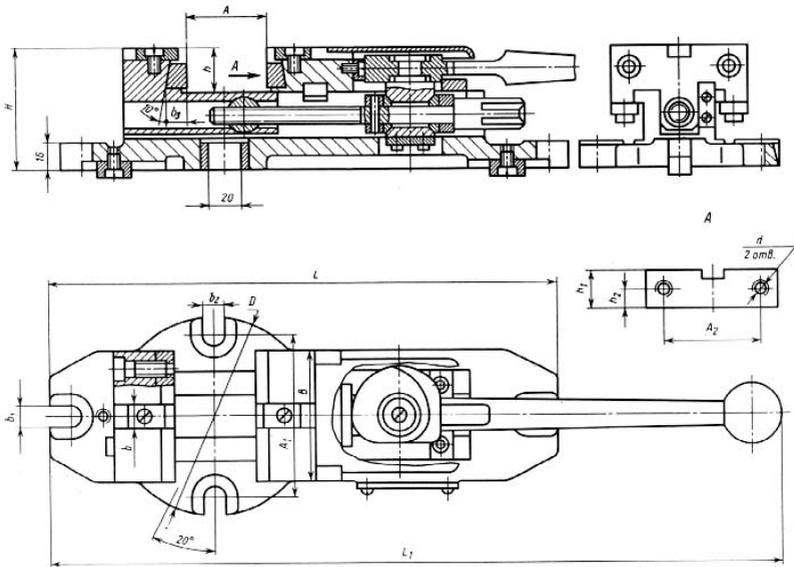


Рис. 122. Тиски станочные с эксцентриковым зажимом и одной подвижной губкой, ГОСТ 18237-72

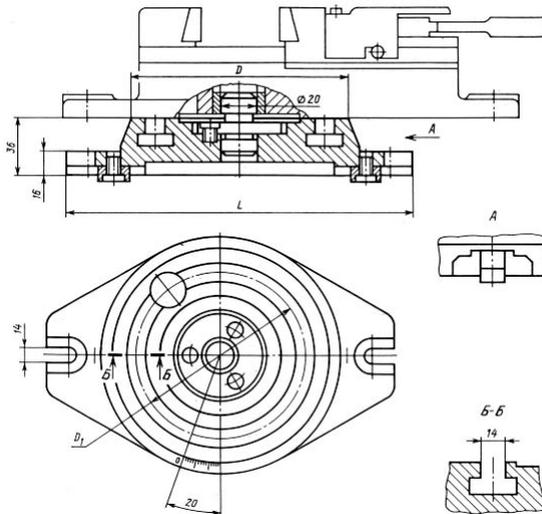


Рис. 123. Подставка для тисков

Основные параметры подставки

D	D_1	L
125	100	220
160	126	260
200	160	300

Тип А

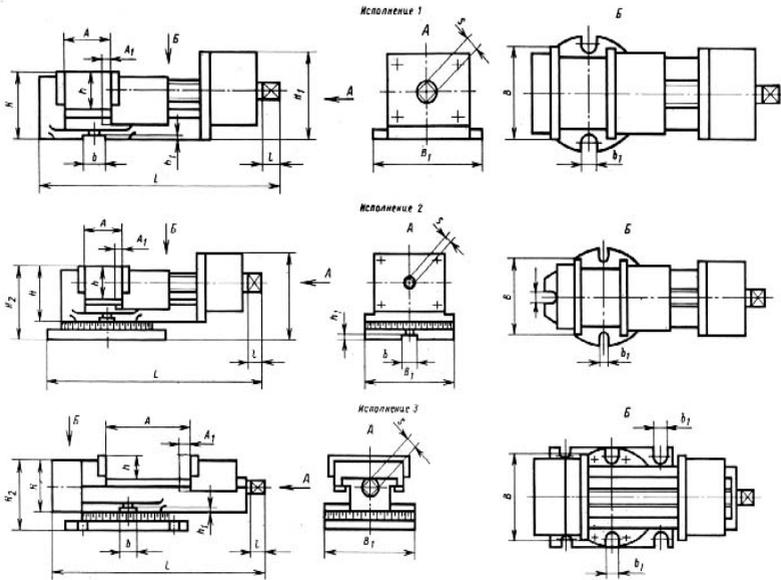


Рис. 124. Тиски станочные с ручным и механизированным приводом, ГОСТ 14904-69 (тип А)

Тиски изготавливают трех типов:

1) тип А – с ручным приводом в трех исполнениях (1 – неповоротные, 2 – поворотные, 3 – поворотные с двусторонним зажимом и усиленным креплением);

2) тип Б – с гидравлическим приводом в трех исполнениях (1 – неповоротные, 2 – поворотные, 3 – поворотные с усиленным креплением);

3) тип В – с пневматическим приводом в трех исполнениях (1 – неповоротные, 2 – поворотные, 3 – поворотные с усиленным креплением).

Типы Б и В

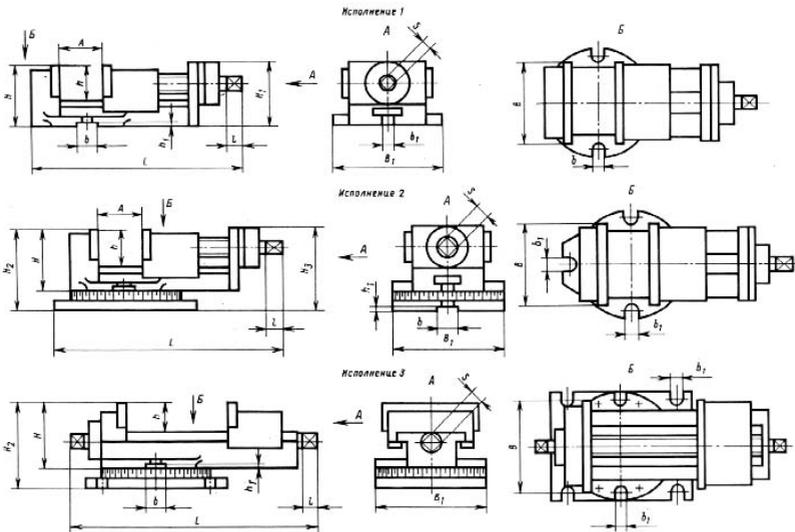


Рис. 125. Тиски станочные с ручным и механизированным приводом, ГОСТ 14904-69 (типы Б, В)

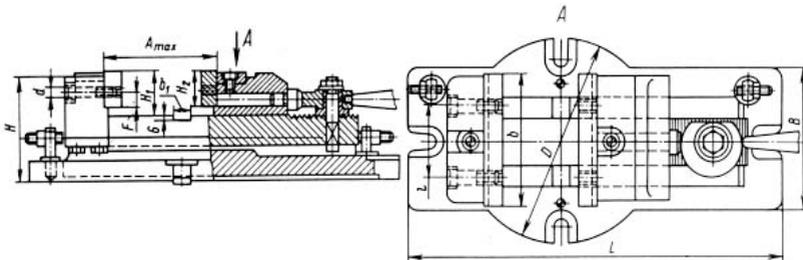


Рис. 126. Тиски эксцентровые с двумя подвижными губками

Тиски эксцентровые (рис. 126) предназначены для легких и средних работ, быстродействующие. Зажимающий ход губки равен величине эксцентриситета эксцентрика.

Таблица 15

Размеры тисков

A_{\max}	B	D	L	H	H_1	H_2	F	b	b_1	l	d
90	110	160	310	91	35	30	12	106	14	74	M08
150	180	250	490	130	50	38	16	162	18	110	M12

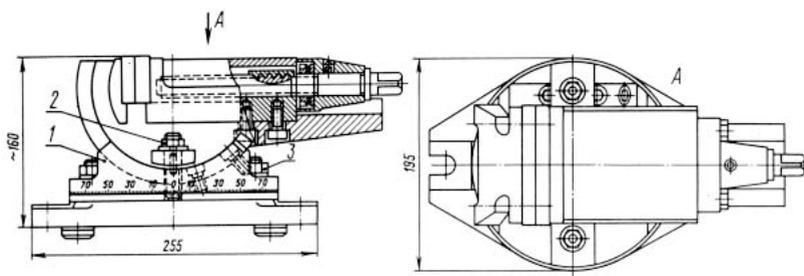


Рис. 127. Тиски поворотные универсальные
(1 – подушка; 2, 3 – гайки)

Предельное значение угла поворота корпуса тисков (рис. 127) относительно подушки 1 составляет $\pm 45^\circ$. В установленном положении тиски закрепляют гайками 2 и 3.

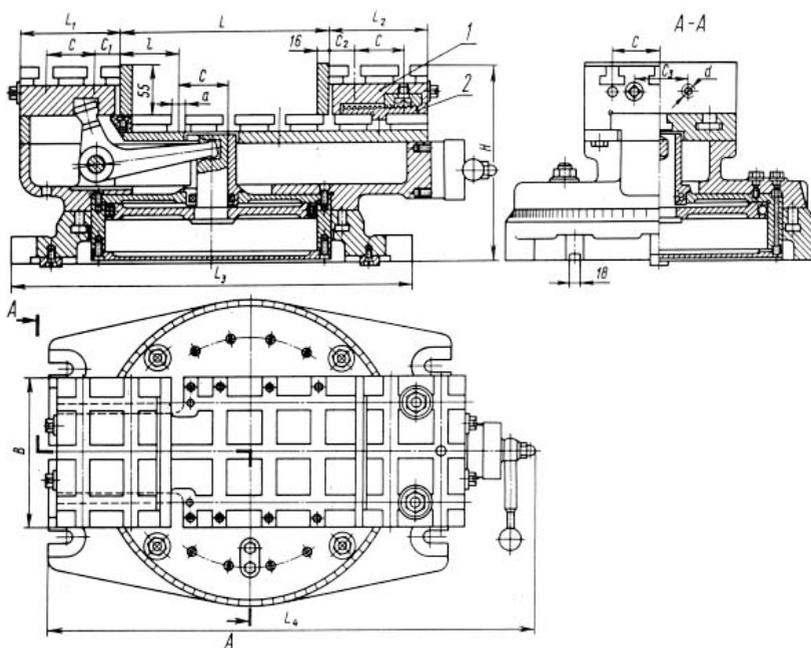


Рис. 128. Тиски универсальные переналаживаемые
с увеличенным ходом губок

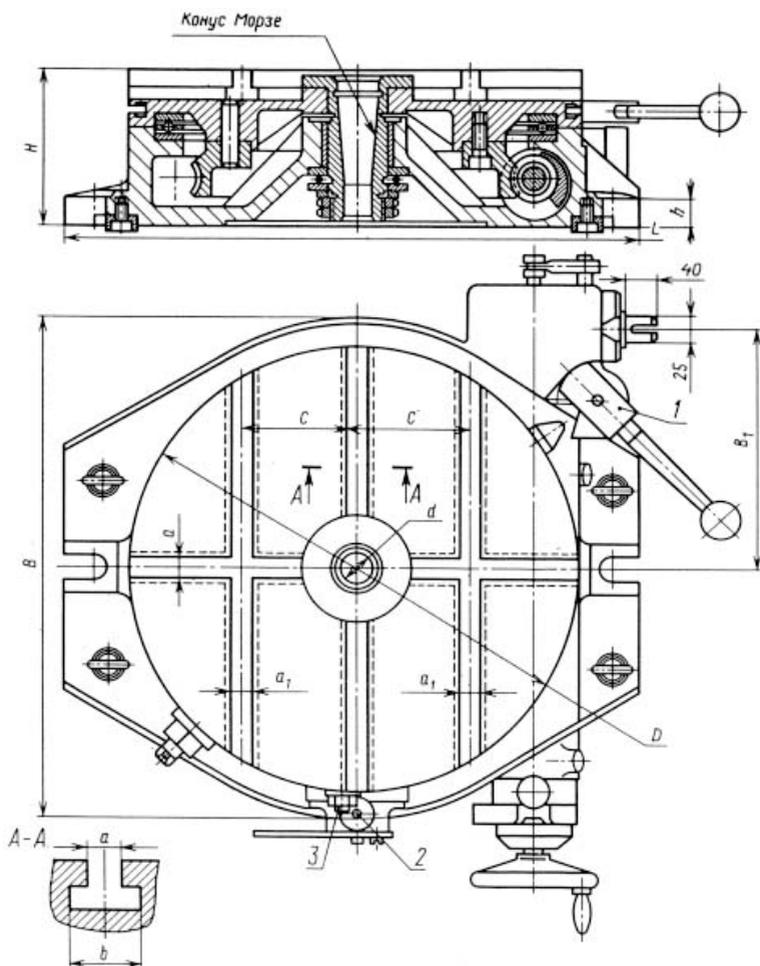


Рис. 129. Стол круглый поворотный с механическим приводом

Таблица 16

Размеры стола

D	L	B	B_1	H	c	a	a_1	b	h	d	Конус Морзе
350	480	385	193	155	85	18	18	30	14	30	3
500	630	556	275	170	125	22	22	36	16	50	5
700	820	760	312	185	200						

Для настройки стола на требуемый угол поворота служат пальцы 3, установленные и закрепленные в кольцевом пазу стола. Упором для пальцев является выдвижной фиксатор 2. Поворот производится вручную или от механического привода. Рукояткой 1 изменяют направление вращения стола.

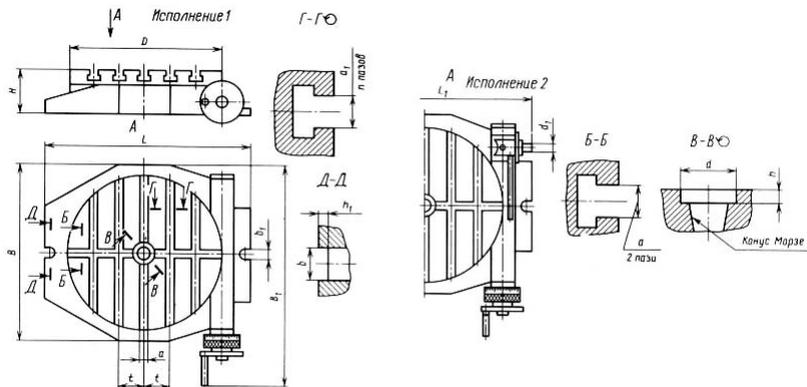


Рис. 130. Стол поворотный круглый с механизированным приводом, ГОСТ 16936-71

Стол, изображенный на рис. 131, предназначен для фрезерных работ. Поворот при делении осуществляют вокруг вертикальной или горизонтальной оси. Для установки стола на заданный угол используют сменные делительные диски 1. Один диск обеспечивает деление на 2, 3, 4, 5, 8, 12 частей. Стол закрепляют поворотом рукоятки 2. Стол можно устанавливать по двум взаимно перпендикулярным поверхностям. Для установки наладочного устройства используют посадочное отверстие $d = 70$ мм.

Предназначен для установки и крепления заготовок, оснащен сменными насадками. Зажимающие элементы наладок связаны со штоком 1 пневмопривода (ход штока равен 12 мм). Управление зажимом выполняют рукояткой 2 распределительного крана. Усилие на штоке 14 700 Н при давлении воздуха 0,4 МПа.

Предназначен для легких работ. Рычаг 5 шарнирно закреплен в точке А и управляет зажимом. Поворотом рукоятки 7 с эксцентриком 3 фиксируется поворотная часть стола. При повороте эксцентрика кулачок 4 заходит в паз делительного диска 1, фиксируя заданный

угол поворота. Одновременно эксцентрик отжимает вниз рычаг 5, который через палец *б* закрепляет поворотную часть стола. Палец 2 служит для предварительной установки стола на заданный размер.

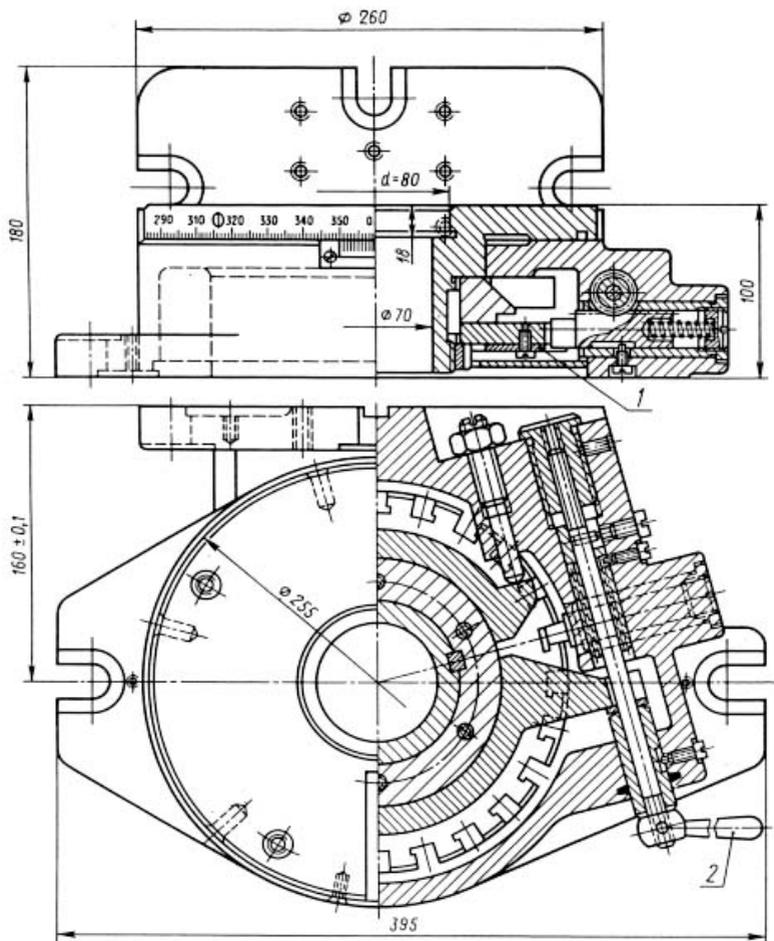


Рис. 131. Стол делительный (1 – диск; 2 – рукоятка)

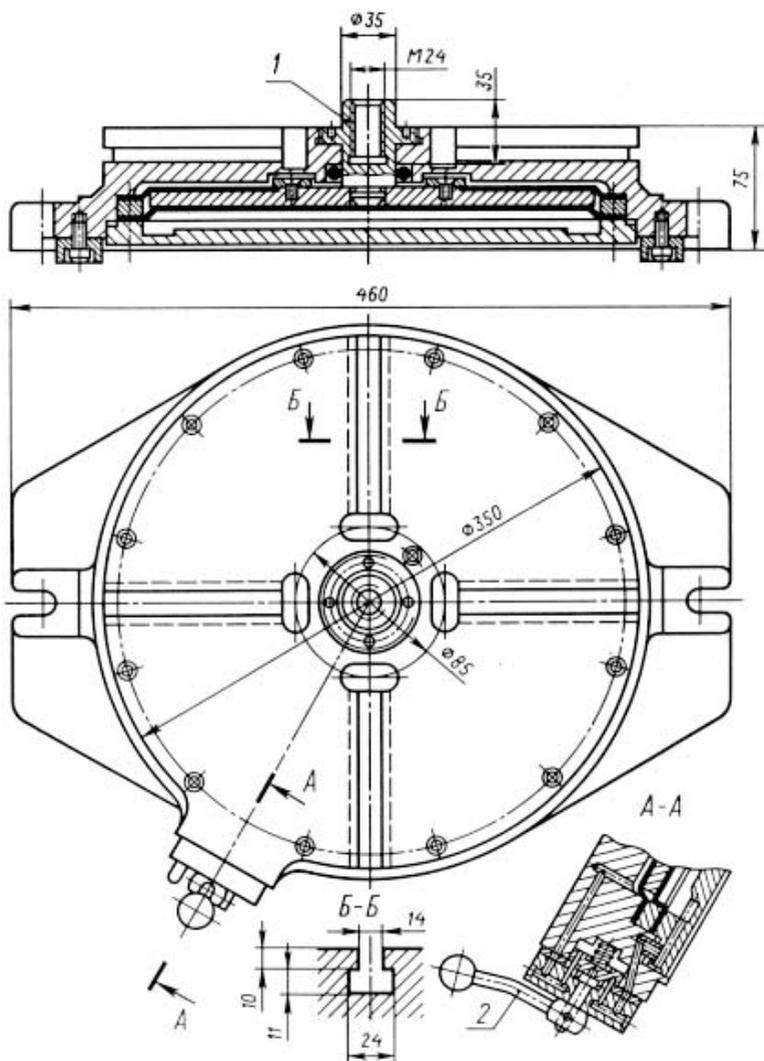


Рис. 132. Стол круглый с пневматическим приводом
(1 – пневмопривод; 2 – рукоятка)

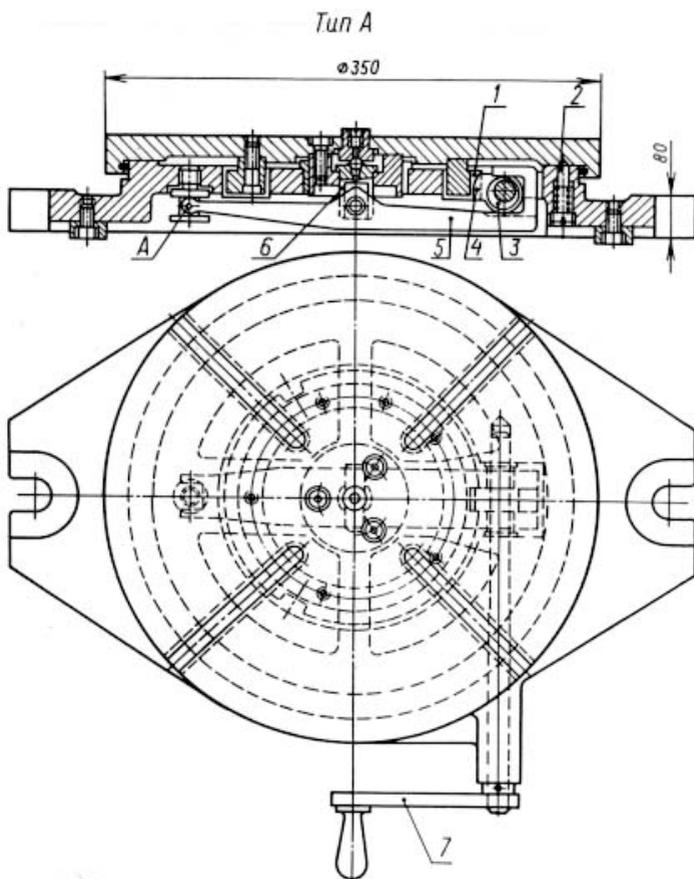


Рис. 133. Стол (тип А) с одновременным фиксированием и креплением поворотной части (1 – диск; 2, 6 – пальцы; 3 – эксцентрик; 4 – кулачок; 5 – рычаг; 7 – рукоятка)

Стол на рис. 134 предназначен для легких и средних работ. В столе имеются делительные отверстия, расположенные по окружности через 45° . Стол закрепляют рукояткой 5, при этом палец 4 с помощью пружины вводится во втулку 3, клиновидный наконечник 6 разводит сегменты 7, расположенные между втулкой 1 и шайбой 2 (последняя отжимается сегментами вниз, обеспечивая крепление стола).

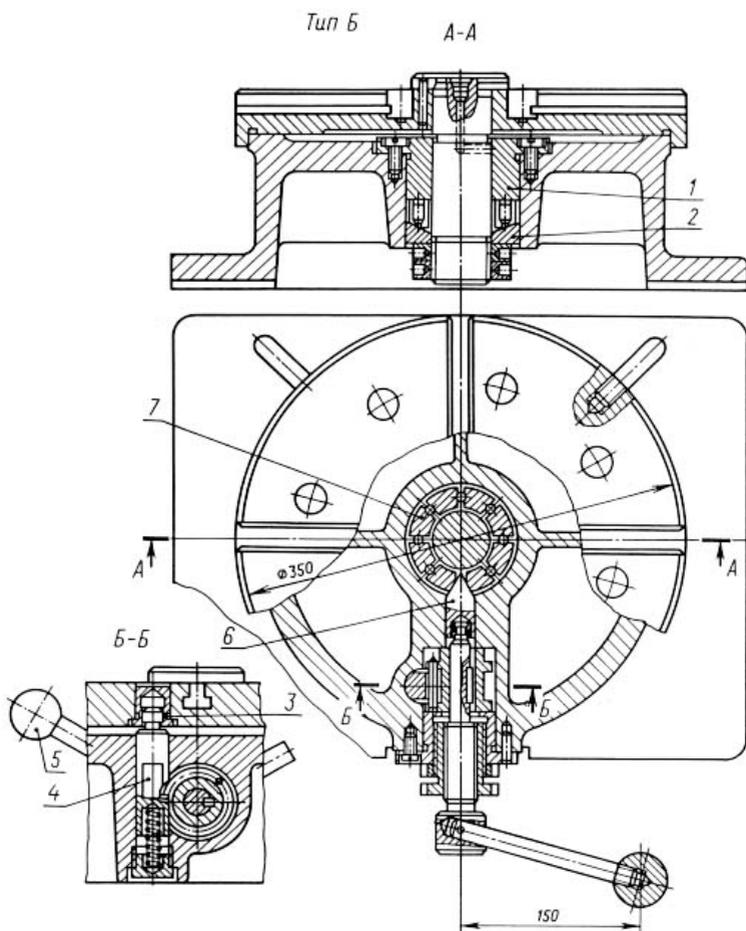


Рис. 134. Стол (тип Б) с одновременным фиксированием и креплением поворотной части (1, 3 – втулки; 2 – шайба; 4 – палец; 5 – рукоятка; 6 – наконечник; 7 – сегмент)

Стол угловой (рис. 135) применяют для закрепления небольших заготовок при фрезеровании или сверлении. Пальцы 1 предназначены для установки кондукторной плиты. Наладочные устройства устанавливают по пазам стола, для этой цели служит выступающая часть втулки 2. Закрепление происходит через шток от пневматического привода. При зажиме ход штока равен 10...12 мм, сила зажима – 2450 Н при давлении воздуха $p = 0,4$ МПа.

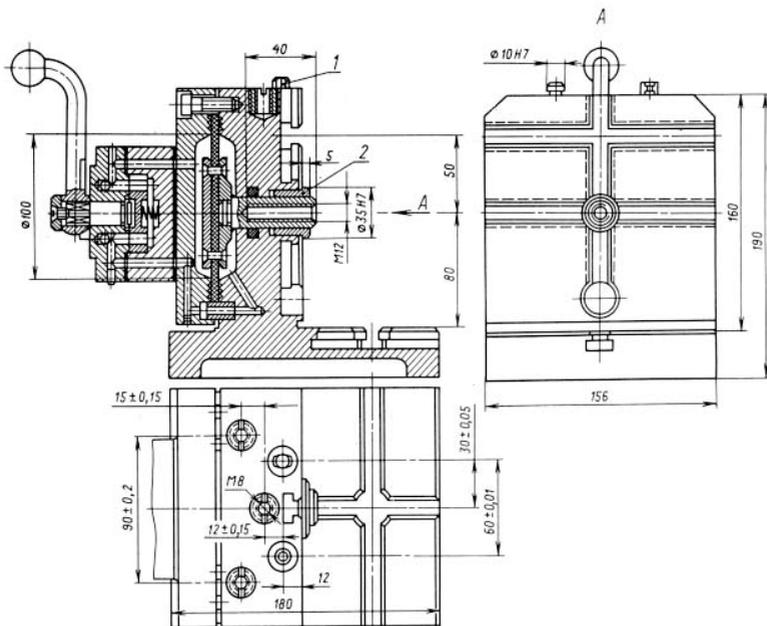


Рис. 135. Стол угловой (1 – палец; 2 – втулка)

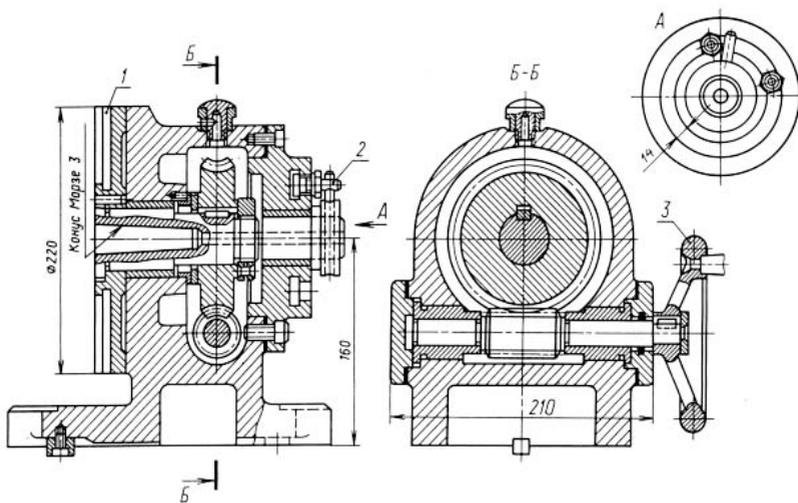


Рис. 136. Стол поворотный (1 – поворотная часть стола; 2 – подвижный упор; 3 – маховичок)

Стол поворотный (рис. 136) предназначен для фрезерования по радиусу фасок, байонетных пазов. Заготовку устанавливают на оправку или непосредственно на поворотную часть стола 1. Вращение при обработке осуществляется маховичком 3 через червячную передачу. Установка на заданный угол поворота осуществляется двумя подвижными упорами 2, которые переставляются по кольцевому пазу крышки.

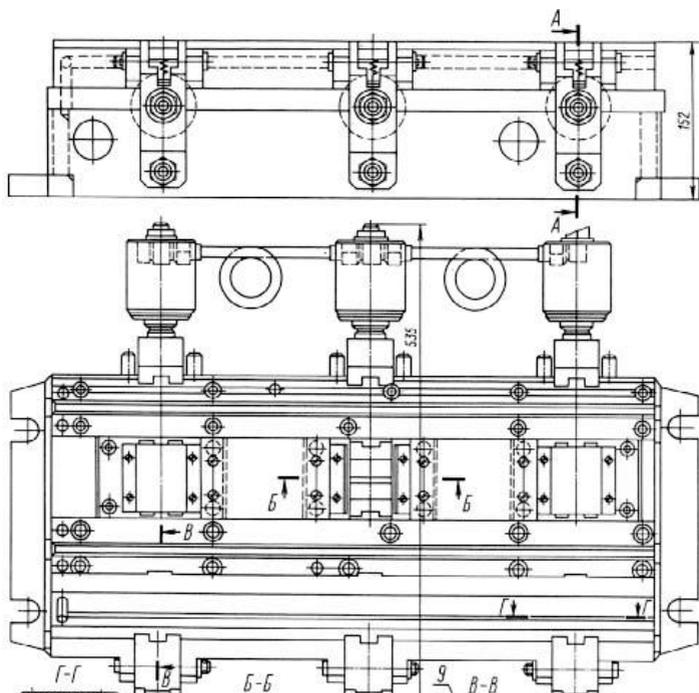


Рис. 137. Приспособление многопозиционное
(1 – гидроцилиндр; 2, 4, 8 – прихваты; 3, 5, 6 – планки; 7 – тяга;
9 – штырь; 10, 11 – валики)

Многопозиционное приспособление (рис. 137) предназначено для установки и закрепления заготовок при обработке на вертикально-фрезерном станке. Обрабатываемые заготовки устанавливают на базовые поверхности планок 3, 5, 6 до упора торца в штыри 9. Усилие зажима передается прихватами 2, 4, 8 от гидроцилиндра 1 через тягу 7 и валики 10, 11.

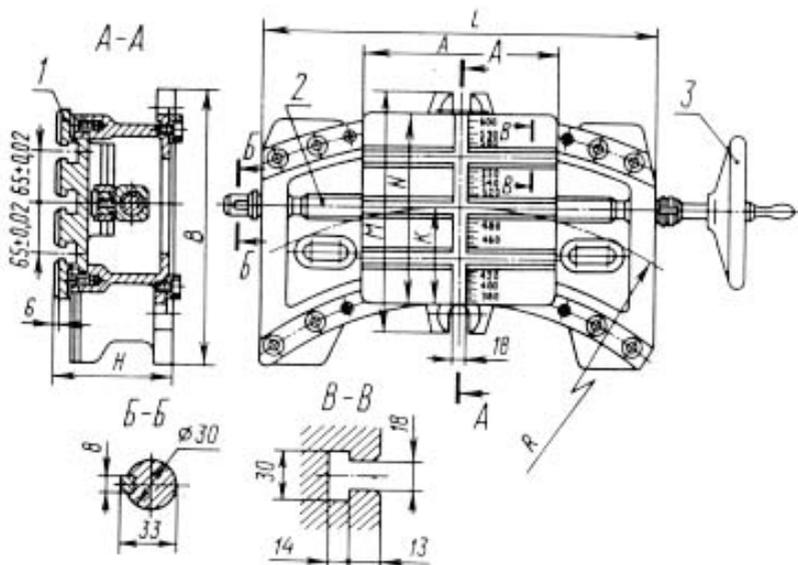


Рис. 138. Стол для обработки по радиусу
(1 – стол; 2 – винт; 3 – маховичок)

Для обработки по радиусу (рис. 138) заготовку устанавливают на рабочей поверхности стола 1. Обрабатываемую поверхность заготовки совмещают с риской шкалы деления, соответствующей заданному радиусу обработки. Подачу выполняют винтом 2 от маховичка 3. При этом стол перемещается в направляющих по радиусу R , средняя величина которого, считая от точки его пересечения с осью винта, составляет 500 или 800 мм. При $R = 800$ мм шкала должна иметь 670...930 делений.

Таблица 17

Размеры стола

R	A	B	L	M	N	K	H
500	250	380	500	340	240	135	155
800	350	400	600	355	280	140	165

Пневматическое приспособление (рис. 139) предназначено для закрепления деталей цилиндрической формы диаметром до 15 мм при обработке канавок, шлицев и лысок на фрезерных станках. Заготовку устанавливают в сменную цангу. Зажим выполняется

перемещением вверх конусной втулки 2, соединенной с поршнем 1 пневматического цилиндра, управляемого краном 3. Колодка 4 с пазом служит для установки фиксирующего элемента при обработке заготовок, требующих угловой фиксации. Ход поршня 5 мм. Сила на штоке пневмоцилиндра 2450 Н при давлении сжатого воздуха 0,4 МПа.

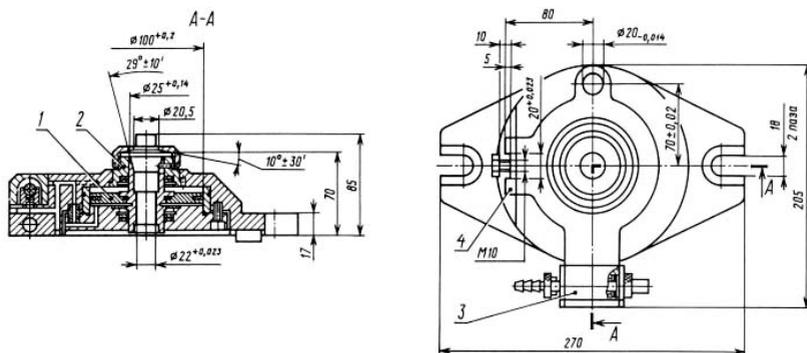


Рис. 139. Приспособление пневматическое с цанговым зажимом (1, 5 – поршни; 2 – втулка; 3 – кран; 4 – колодка)

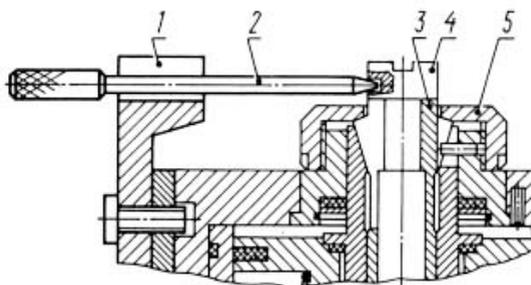


Рис. 140. Пример наладки пневматического приспособления (1 – вилка; 2 – фиксатор; 3 – цанга; 4 – золотник; 5 – приспособление)

Стойка (рис. 141) предназначена для закрепления втулок, колец, фланцев, валов при выполнении фрезерных операций, связанных с делением. Деление обеспечивается делительным диском с угловой фиксацией. Масса стойки не более 100 кг.

Кассетное приспособление (рис. 142) предназначено для фрезерования глубоких пазов в заготовках деталей типа вилок.

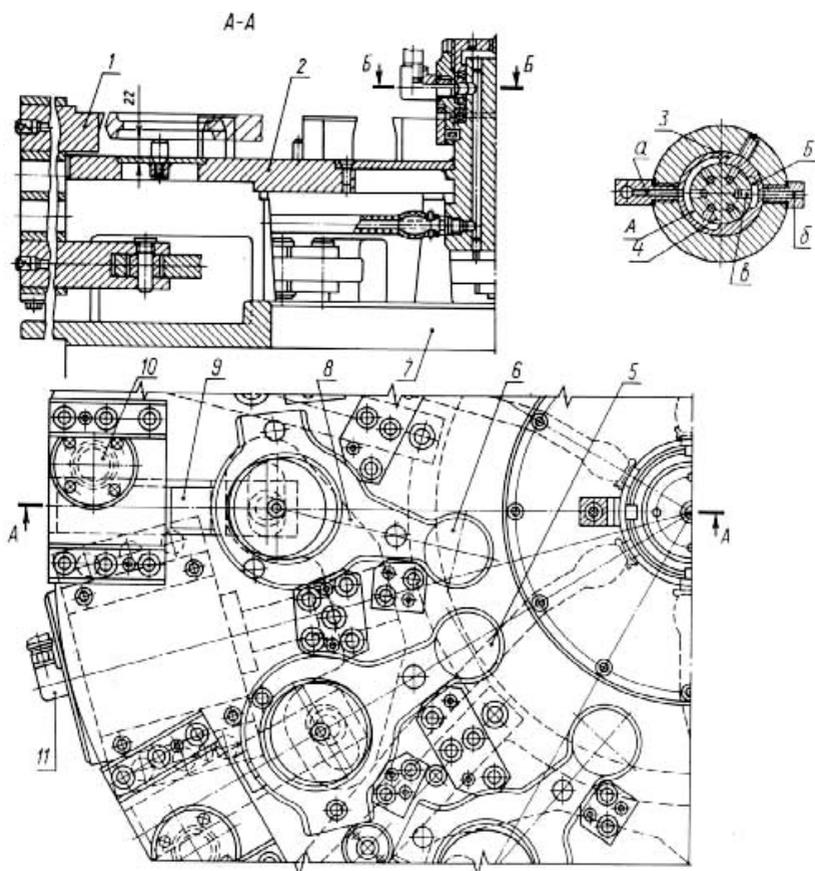


Рис. 143. Приспособление с автоматическим креплением заготовок при непрерывном фрезеровании (1 – призма подвижная; 2 – плита; 3 – кольцо; 4 – стержень вращающийся; 5, 6 – заготовки; 7 – корпус; 8 – коромысло; 9 – рейка; 10 – зубчатый валик; 11 – пневмопривод; А, Б – воздушные полости; а, б – каналы; в – отверстие)

Приспособление с автоматическим креплением заготовок (рис. 143) предназначено для непрерывной обработки заготовок на карусельно-фрезерных станках. Его устанавливают на стол станка. Вращающийся стол приспособления приводится в действие от коробки скоростей или ходового винта станка. В приспособление устанавливают двенадцать заготовок. Каждая пара заготовок 5, 6

автоматически зажимается пневмоприводом *11* с помощью качающегося коромысла *8*, действующего на две рейки *9*, связанные с валиками *10*, которые перемещают призму *1*. Воздухораспределительное устройство последовательно питает сжатым воздухом шесть цилиндров. По каналу *a* воздух поступает в полость *A* неподвижного кольца *3* и по трем радиальным и трем вертикальным отверстиям стержня *4* направляется к трем цилиндрам в зоне резания. В это время через отверстие *в*, полость *B* и канал *б* воздух с загрузочной позиции выходит в атмосферу.

10. ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ОБРАБАТЫВАЮЩИХ ЦЕНТРОВ И АВТОМАТИЧЕСКИХ ЛИНИЙ

На рис. 144 представлена регулируемая призма.

Она предназначена для компоновки наладок на плите и угольнике при обработке заготовок деталей типа тел вращения на сверлильных и расточных станках с ЧПУ.

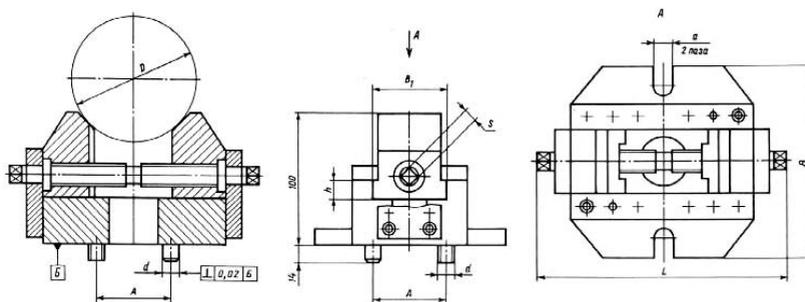


Рис. 144. Регулируемая призма

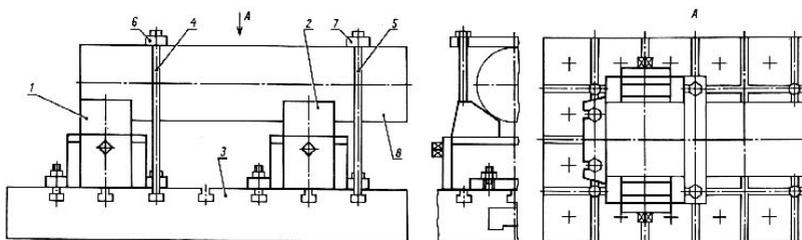


Рис. 145. Пример применения регулируемой призмы
(1, 2 – призмы; 3 – плита; 4, 5 – болты; 6, 7 – планка съёмная;
8 – заготовка)

Таблица 18

Размеры призмы

a	L	B	B_1	D		A	h	S	d	Масса, кг
				min	max					
14	206	150	60	25	100	60	12	10	12	6,7
18	250	200	90	40	160	80	15	12	16	13

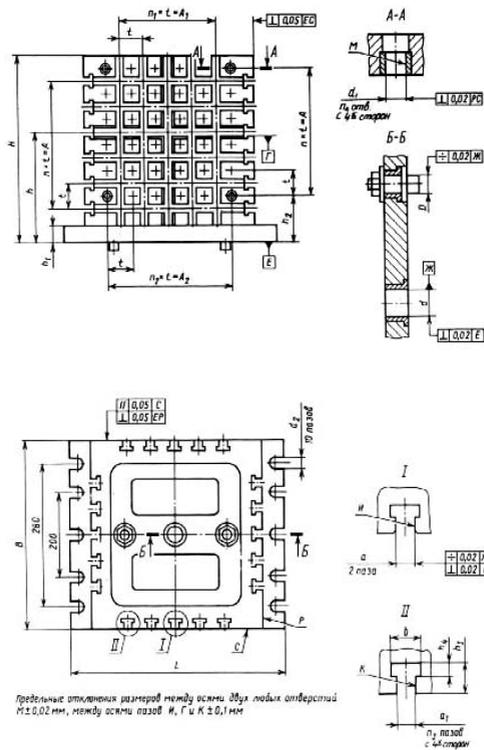


Рис.146. Четырехсторонний угольник

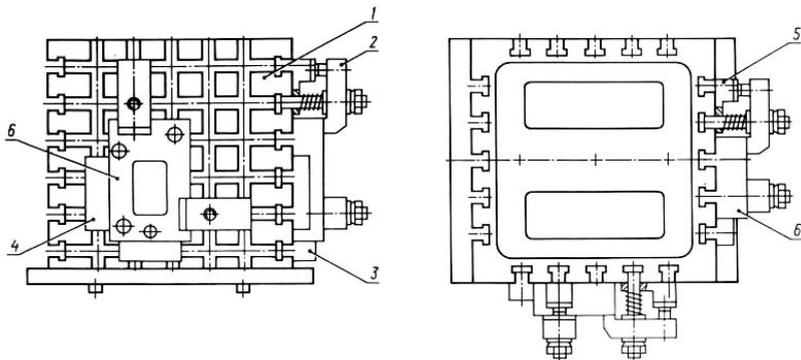


Рис. 147. Пример применения четырехстороннего угольника
 (1 – угольник; 2 – прихваты, ГОСТ 4735-69; 3, 4 – упор;
 5 – опора; 6 – заготовка)

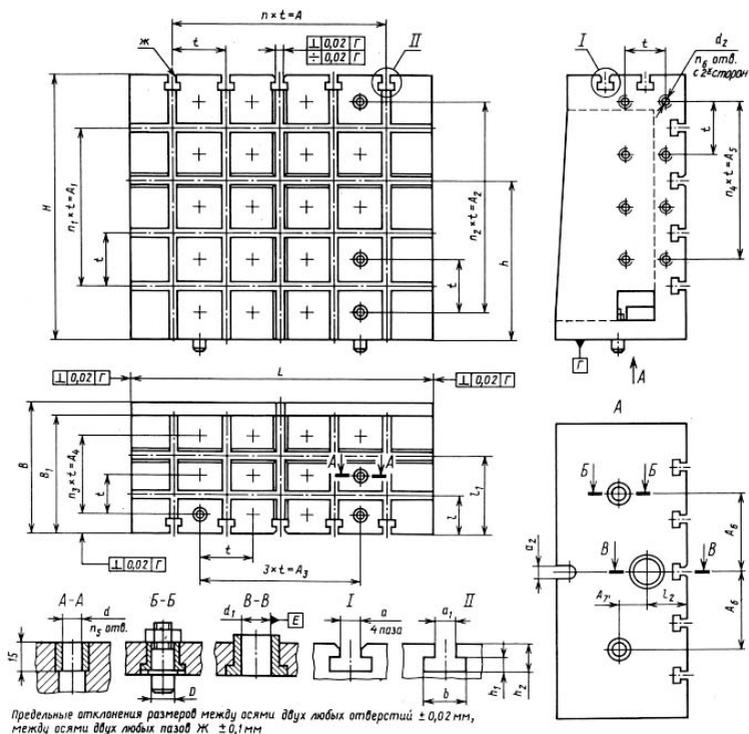


Рис. 148. Угольник

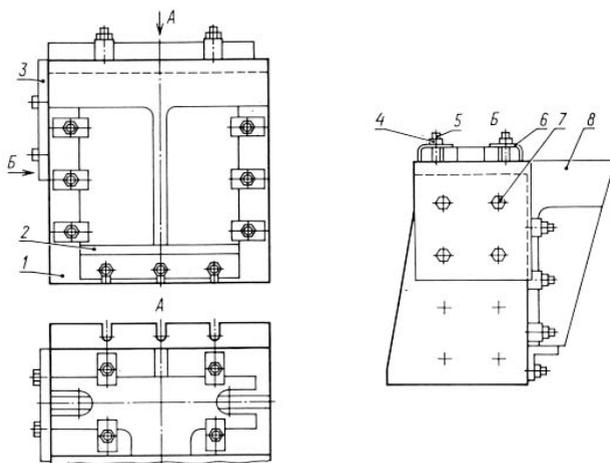


Рис. 149. Пример использования угольника
 (1 – угольник; 2 – планка опорная; 3, 8 – планки ограничительные;
 4 – гайка; 5 – болт, ГОСТ 7798-70; 6 – прижим; 7 – болт, ГОСТ 12201-66)

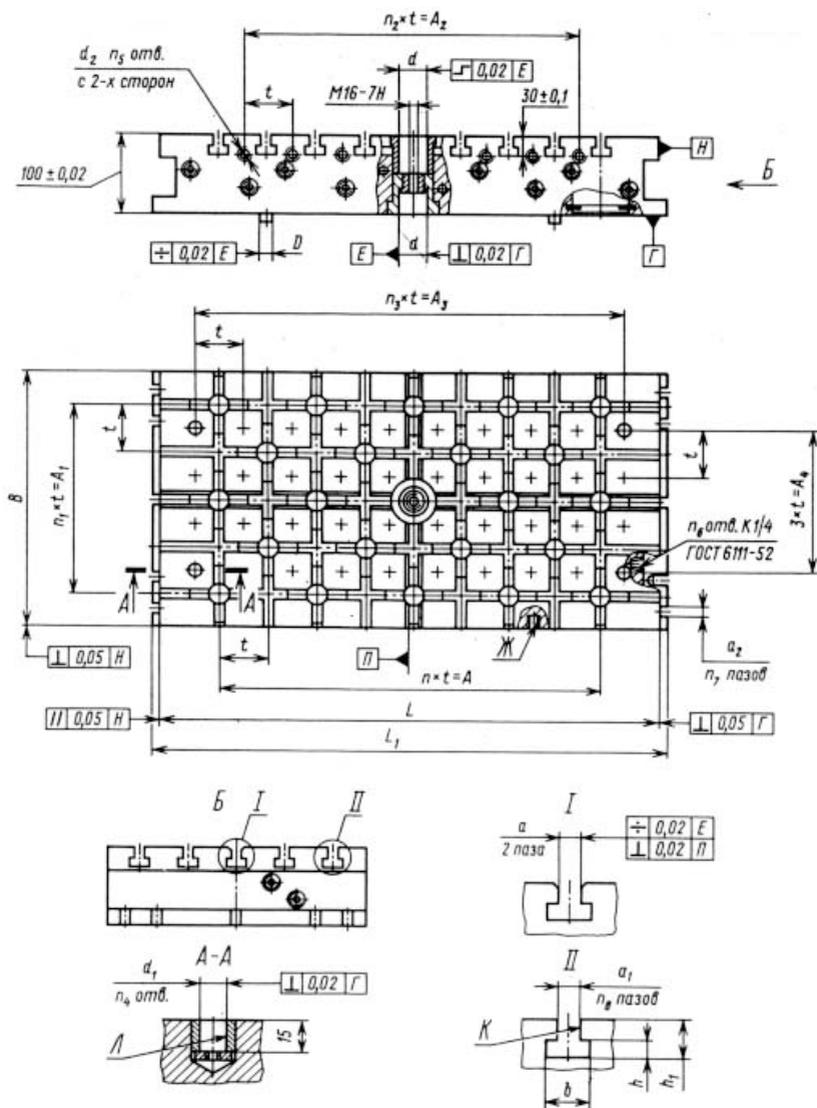


Рис. 151. Координатная гидравлическая плита

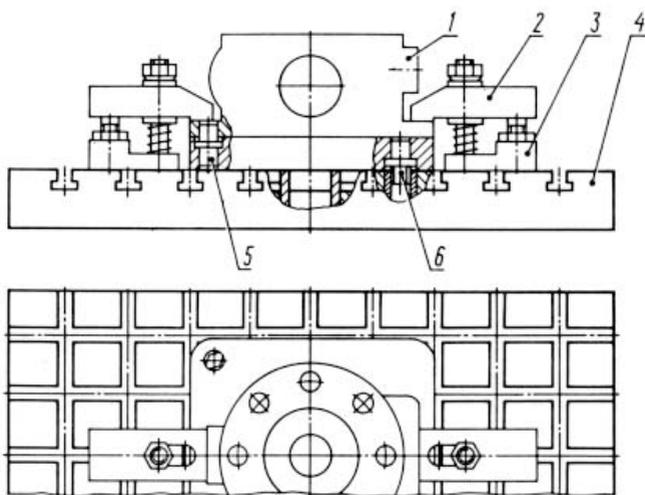


Рис. 152. Пример применения координатной плиты
(1 – деталь; 2 – прихват; 3 – опора; 4 – плита)

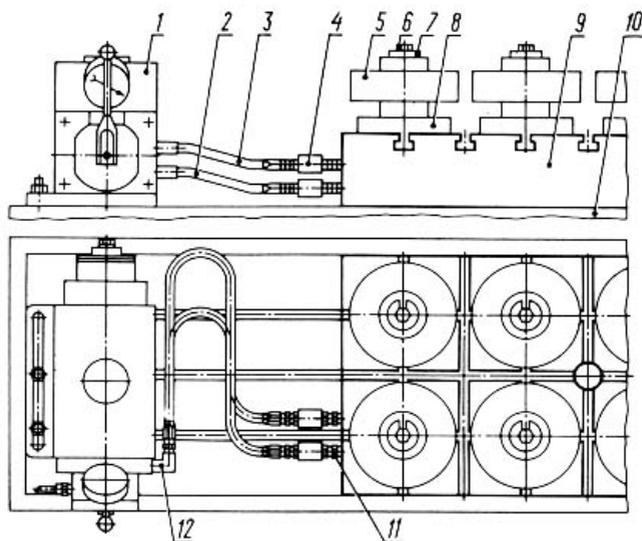


Рис. 153. Пример применения гидравлической координатной плиты
(1 – пневмогидропреобразователь; 2, 3 – рукава; 4 – муфта; 5 – заготовка;
6 – болт; 7 – шайба; 8 – опора; 9 – плита гидравлическая;
10 – стол станка с ЧПУ; 11 – штуцер; 12 – патрубок)

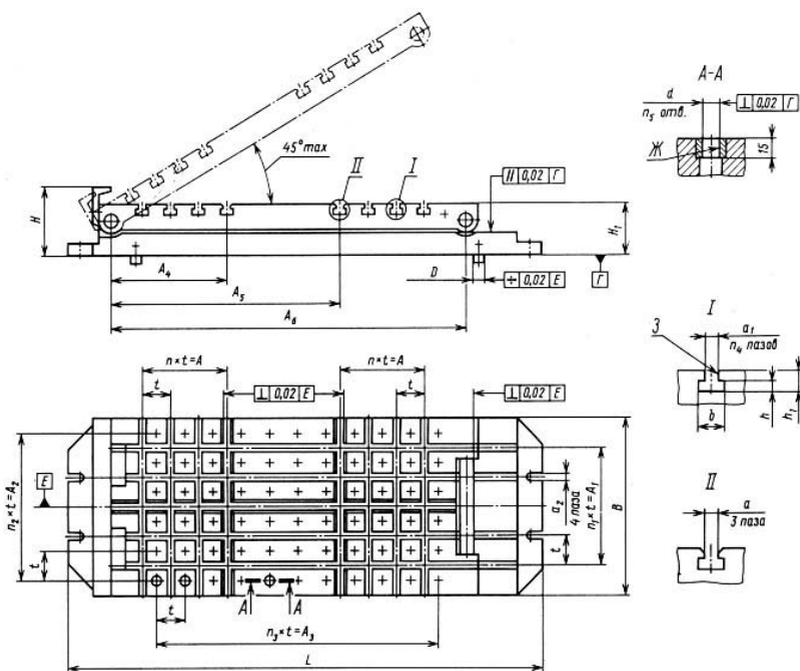


Рис. 154. Угловая плита

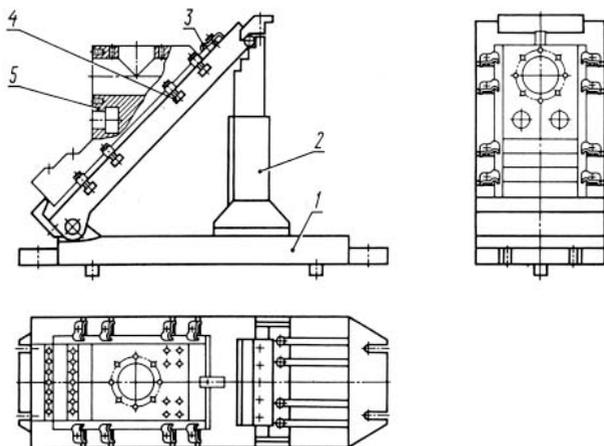


Рис. 155. Пример применения угловой плиты
(1 – плита угловая; 2 – опора регулируемая; 3 – прихват, ГОСТ 12939-67;
4 – болт, ГОСТ 12201-66; 5 – заготовка)

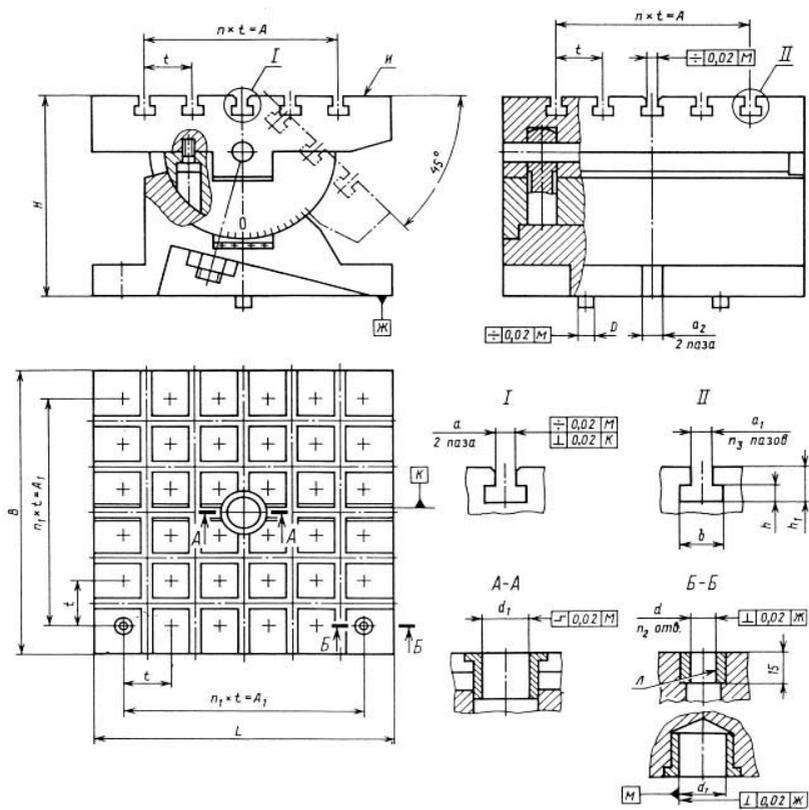


Рис. 156. Плита угловая квадратная

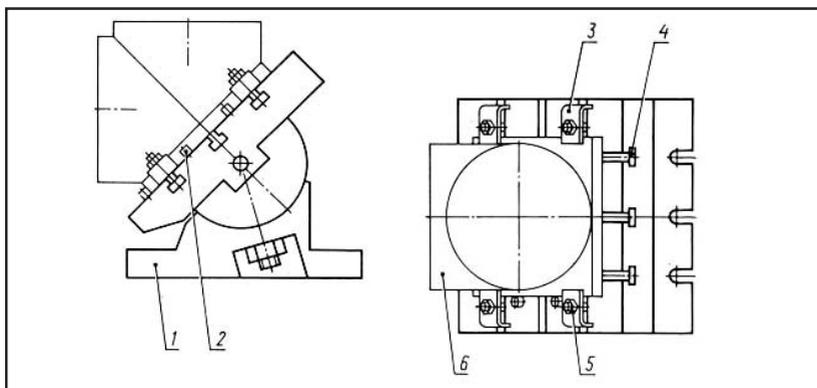


Рис. 157. Пример использования угловой плиты

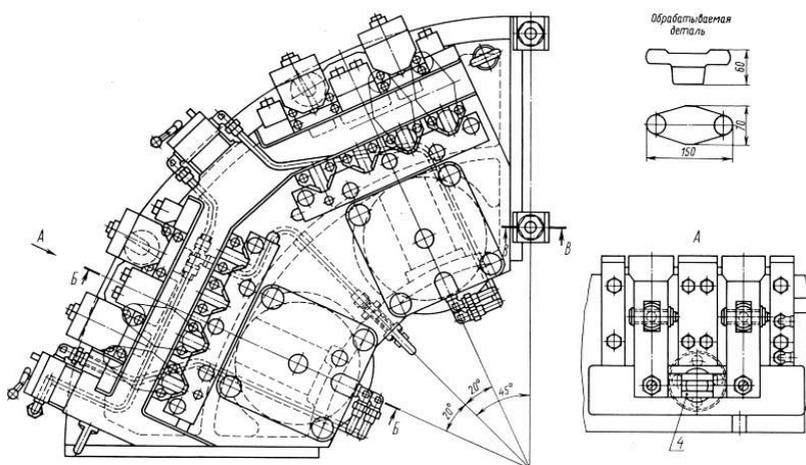


Рис. 158. Приспособления для установки и закрепления фланцев при обработке бобышек на карусельно-фрезерном станке модели 6М23В

В приспособлении, изображенном на рис. 158 усилие зажима от двух пневмоцилиндров двойного действия через клин, валик с роликами и коромысло передается четырьмя прихватами. Четыре секции данного приспособления устанавливаются на стол станка.

Рассмотрим устройство пневматического зажимного приспособления (рис. 161). На основании оправки 12 закреплен корпус 11 с тремя плунжерами 6, соединенными с клином 8 винтами 7 и перемещающимися в радиальном направлении. Диафрагма 5 с опорным диском 4 и штоком 9 укреплена на корпусе оправки. Сжатый воздух подается по расположенной в отверстии вала 1 трубке 2, верхний конец которой закреплен в крышке муфты 3, а нижний — в гайке 15, установленной в кожухе 14. Из муфты сжатый воздух через отверстия в штоке поступает в камеру силового привода, опускает шток вниз, увлекая за собой клин. Плунжеры, раздвигаясь, центрируют и зажимают деталь, которая устанавливается нижним торцом на шесть регулируемых опор 10. Для раскрепления детали сжатый воздух стравливается в атмосферу, опорный диск со штоком и пружинами 12 возвращается в исходное положение.

При использовании приспособления для фрезерования (рис. 160) сжатый воздух цилиндра 1 через поршни передает усилие

на шток 2, соединенный с прихватом 3, который закрепляет обрабатываемую деталь.

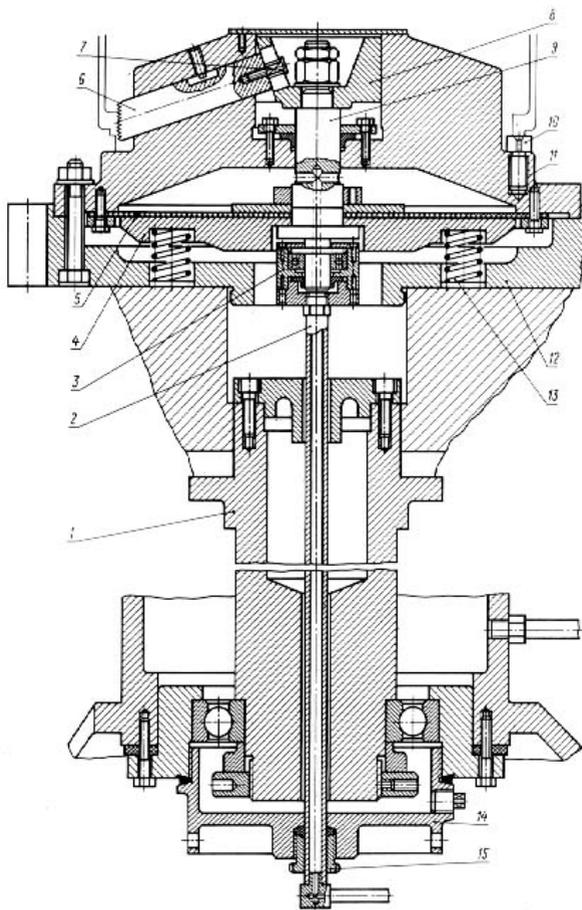


Рис. 159. Пневматическое зажимное приспособление для карусельного станка

Двухпозиционное приспособление, представленное на рис. 161, предназначено для установки и закрепления валиков при обработке лысок на горизонтально-фрезерном станке. Обрабатываемая деталь упирается торцом в планку 5, в первой позиции устанавливается цилиндрической поверхностью на планку 3, а во второй позиции выставляется по лыске. Усилие зажима от гидроцилиндра 4 передается двум прихватам 1 и качающимся серьям 2.

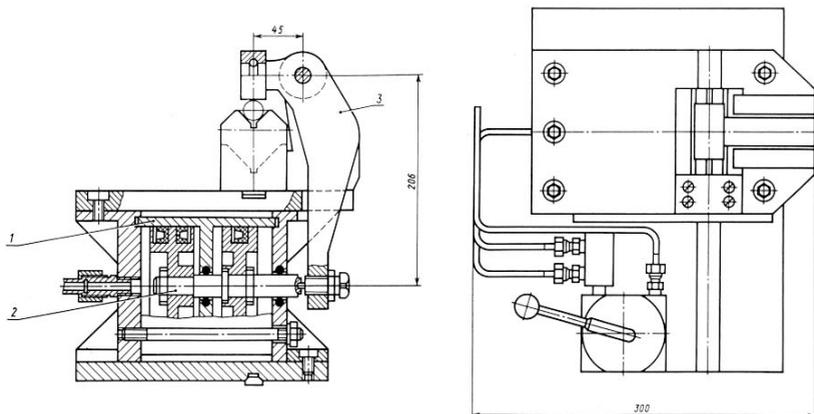


Рис. 160. Приспособление для фрезерования деталей типа валик

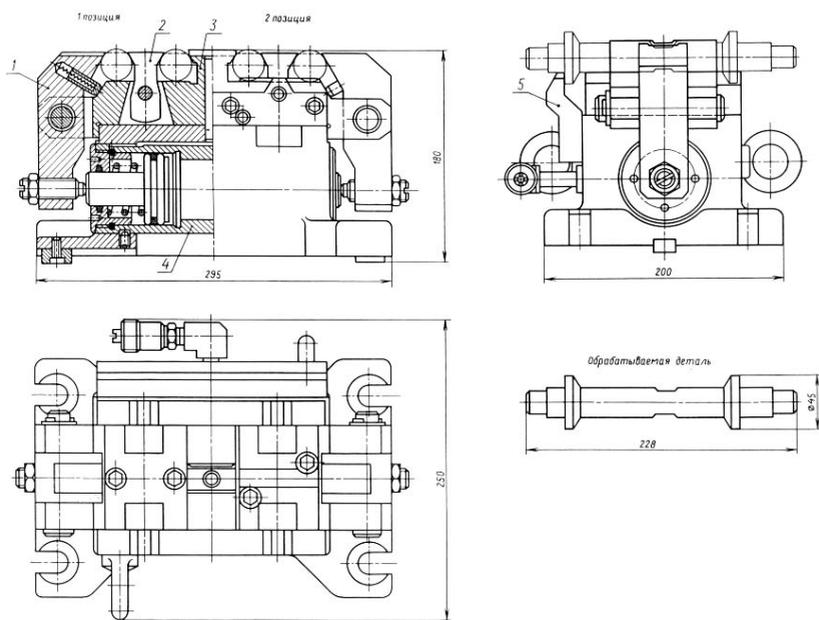


Рис. 161. Приспособление двухпозиционное

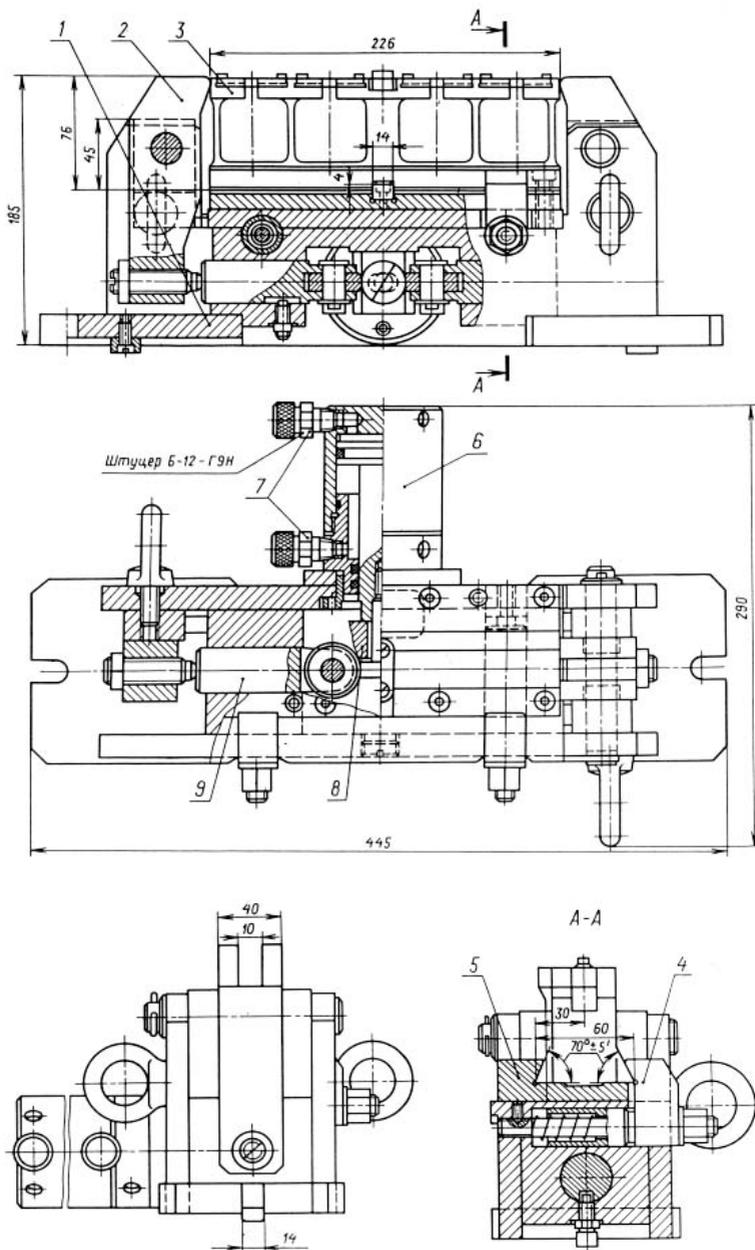


Рис. 162. Приспособление для фрезерования деталей типа валик

Приспособление для фрезерования (рис. 162) состоит из базовой части 1 (со встроенным гидрозажимом) и сменных многоместных наладок 3. Наладки устанавливаются на планку 5 и закрепляются прихватами 4. Закрепление обрабатываемых деталей в наладках осуществляется двумя прихватами 2. Усилие зажима передается прихватам от гидроцилиндра 6 двустороннего действия через плавающий клин 8 и два плунжера 9. Приспособление присоединяется к гидравлическому питателю штуцером 7.

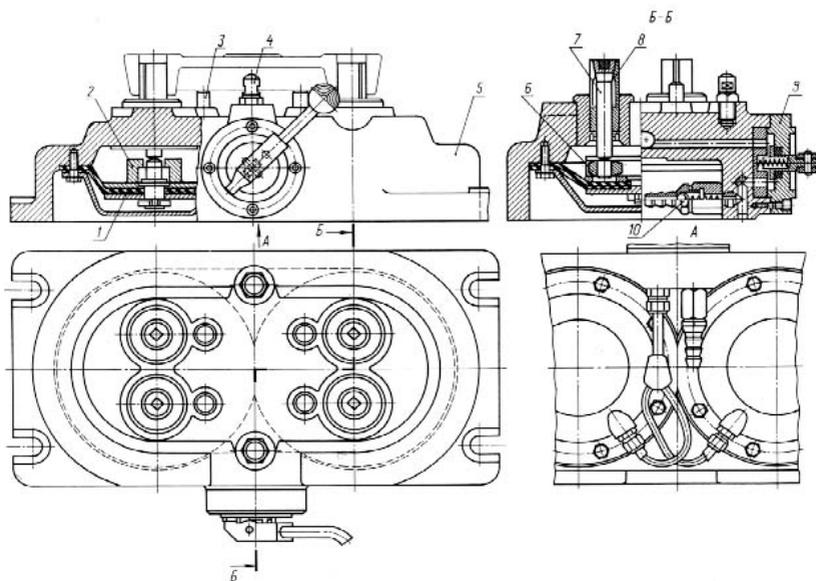


Рис. 163. Приспособление для фрезерования плоскостей

В приспособлении для фрезерования плоскостей (рис. 163) внутри литого чугунного корпуса 5 размещаются два силовых привода двустороннего действия с диафрагмами 1. Сжатый воздух из сети подается одновременно в оба привода через шариковый обратный клапан 10 и встроенный распределительный кран 9. К опорной шайбе диафрагмы приварены четыре планки 2, образующие два Т-образных паза. В пазы заложены гайки 6 с четырьмя конусными стержнями 7, которые разжимают цанги 8. Степень разжатия цанги регулируется путем ввертывания стержня в гайку или вывертывания

его из гайки, для чего в головках стержней имеются внутренние квадраты. Обрабатываемые детали надеваются на цанги и укладываются на жесткие опоры 3 и регулируемые опоры 4. При поступлении сжатого воздуха в верхнюю полость силового привода диафрагма опускается и, затягивая стержни 7, зажимает обрабатываемые детали. Обработанные детали освобождаются после поворота рукоятки распределительного крана. При этом верхняя полость привода сообщается с атмосферой, а сжатый воздух подается в нижнюю полость. Диафрагма, поднимаясь, выталкивает из цанги стержни, и детали свободно снимаются с приспособления.

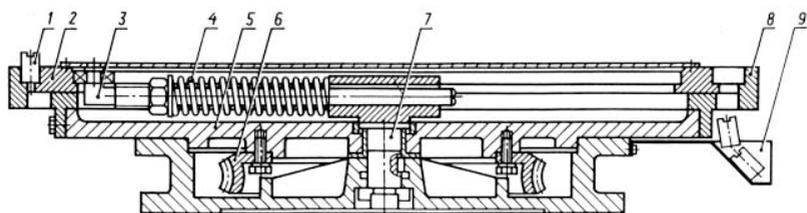


Рис. 164. Приспособление для фрезерования лысок или шлицев в деталях диаметром не менее 15 мм

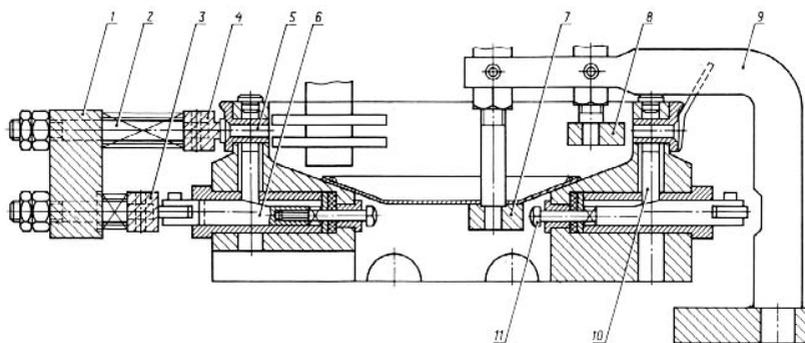


Рис. 165. Приспособление, предназначенное для обработки двух лысок в цилиндрических деталях набором фрез

Для фрезерования лысок (рис. 164) заготовки 1 устанавливают между дисками 2 и 8 и закрепляют в месте обработки перемещением диска 2 влево с помощью ролика 3 и пружины 4. Обработанные де-

тали сбрасываются в лоток 9. Заготовки в сторону фрезы подаются с помощью ходового валика продольной подачи стола через гитару и червячную пару 6. Планшайба 5 приспособления вращается вокруг оси 7. Сила, необходимая для закрепления заготовок, зависит от выбора пружины 4.

На рис. 165 дано приспособление, которое устанавливается на стол карусельно-фрезерного станка. К стойке станка прикреплена планка 1, в которой на скалках 2 подвешены два подпружиненных копира 3 и 4. Заготовки вручную устанавливают в отверстия втулок приспособления. Они закрепляются в зоне обработки копиром 4 и плунжером 6. После обработки заготовки раскрепляются копиром 7, который действует на плунжер 10 через винт 11, а копиром 8 заготовка выталкивается из втулки. Копиры 7 и 8 установлены в неподвижном кронштейне 9. Подобная схема закрепления заготовок может быть использована для обработки различных деталей на горизонтально- и вертикально-фрезерных станках с применением нормализованного поворотного стола.

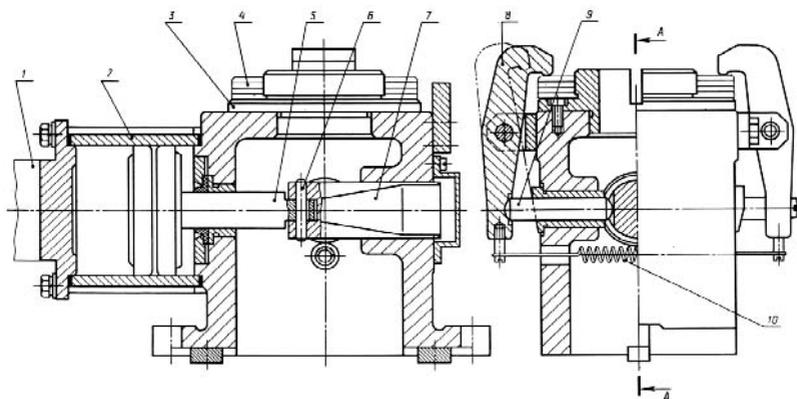


Рис. 166. Приспособление для разрезки колец

Приспособление, представленное на рис. 166, позволяет обрабатывать (разрезать) сразу несколько колец. Кольца 4 устанавливают на штырь 3 и крепят прихватами 8. Сила зажима от пневмоштокка 5 цилиндра 2 передается на прихваты через клин 7 и пальцы 9. Для равномерного закрепления деталей с одинаковой силой клин

качается на оси 6. После того как деталь обработана, сжатый воздух пневмокраном 1 подается в правую полость пневмоцилиндра. Затем шток и клин перемещаются влево, а прихваты под действием пружины 10 занимают положение, изображенное на листе штрихпунктирной линией.

Механизированное позиционное приспособление для фрезерования пазов в корончатых гайках (рис. 167) имеет поворотную планшайбу 14, на которой закреплены кассеты 12. Когда на одной из кассет ведется обработка, со второй снимают готовые детали и закрепляют новые. Обрабатываемые гайки 11 надеваются на посадочные пальцы 10 и ориентируются поверхностями шестигранника 9. Смена позиций производится вручную поворотом планшайбы на оси 13. Для облегчения поворота имеются шарикоподшипник 18 и подпружиненные плунжеры 17. Возвратно-поступательное движение стола и трехкратный поворот кассеты осуществляются автоматически. Механизм поворота состоит из делительного диска 2, фиксатора 4, скалки 5 с собачкой 3 и пружиной 16. Пружина удерживается пальцем 15, закрепленным в корпусе штифтом 1. На конце каждой скалки винтами 19 закреплен ползун 20 с качающимся упором 21.

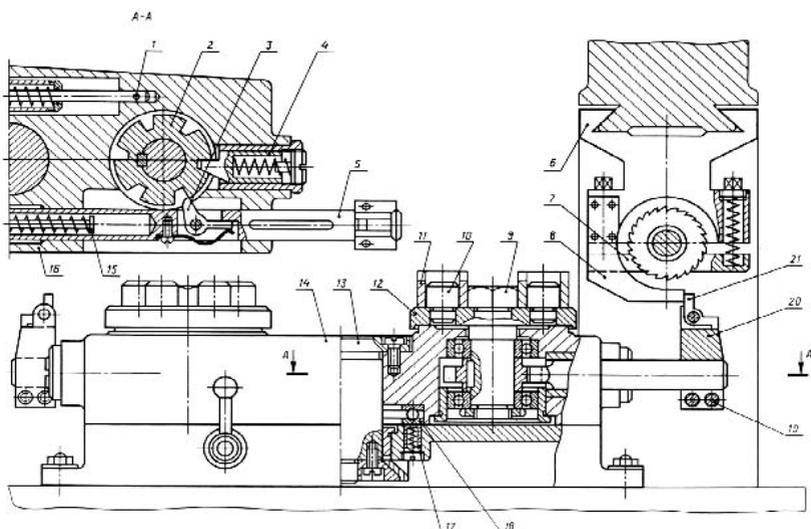


Рис. 167. Приспособление для фрезерования пазов

При обработке детали поджимаются сверху подпружиненными планками 7, установленными в кронштейне 6. Упор 8 предназначен для вытягивания скалки 5 при обратном ходе стола станка.

В стальном корпусе 8 фрезерного приспособления (рис. 168) установлен вращающийся в чугунных втулках 9 шпindelь 7. При поступлении сжатого воздуха в цилиндр поршень движется влево, шток-плунжер 12 перемещает плунжер 6. На левом конце плунжера имеются три наклонные прорези, по которым скользят кулачки 5, зажимающие деталь. Для герметичности служит кольцо 1. Винт 2 закрывает отверстие для наполнения системы маслом.

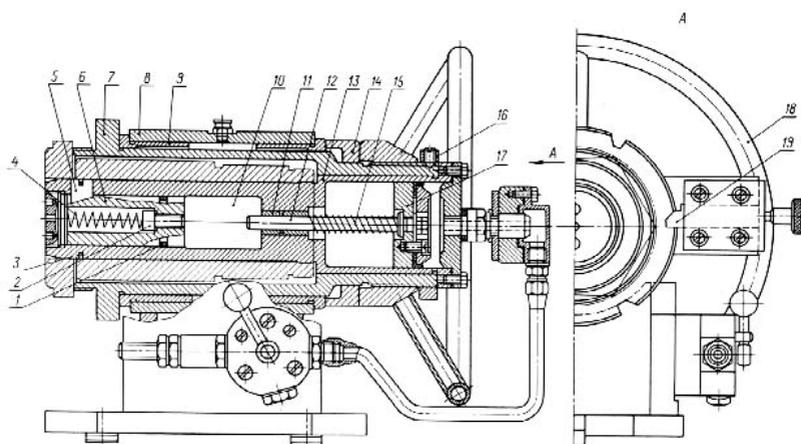


Рис. 168. Фрезерное пневмогидравлическое делительное приспособление
 (1 – кольцо; 2 – винт; 4, 15 – пружины; 5 – кулачок; 6 – плунжер;
 7 – шпindelь; 8 – корпус; 9, 11 – втулки; 10 – гидроусилитель с камерой;
 12 – шток-плунжер; 13 – оправка; 14 – шайба; 16 – стопорное кольцо;
 17 – цилиндр; 18 – штурвал; 19 – фиксатор)

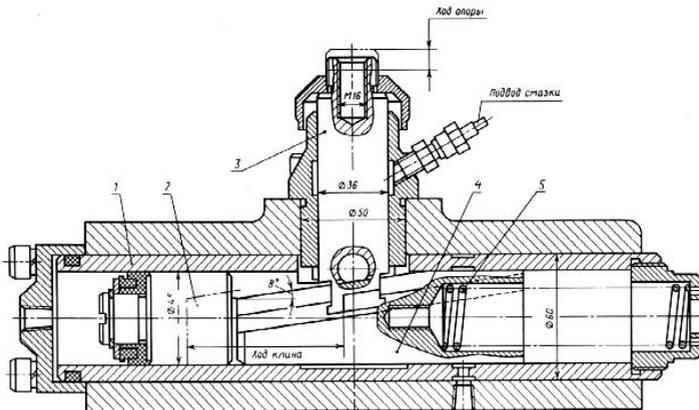


Рис. 169. Подводимая опора
(1 – гидроцилиндр; 2 – плунжер; 3 – опора; 4 – клин; 5 – пружина)

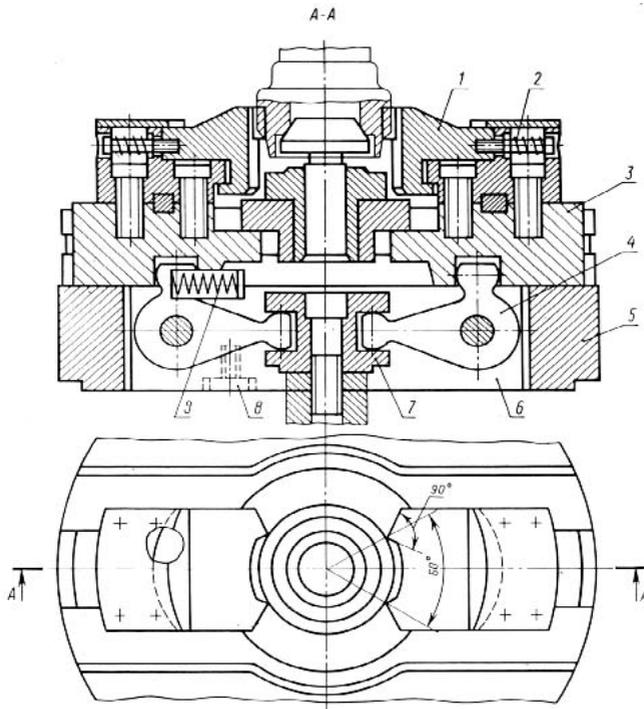


Рис. 170. Поводковый патрон с рычажным механизмом
(1 – кулачок; 2 – пружина; 3 – ползун; 4 – рычаг; 5 – корпус;
6 – плавающая плита; 7 – втулка; 8 – винт; 9 – пружинное устройство)

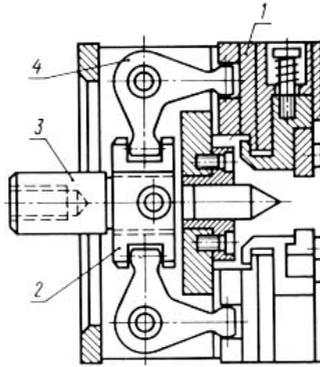


Рис. 171. Поводковый патрон с рычажным механизмом
(1 – кулачок; 2 – муфта; 3 – шток; 4 – рычаг)

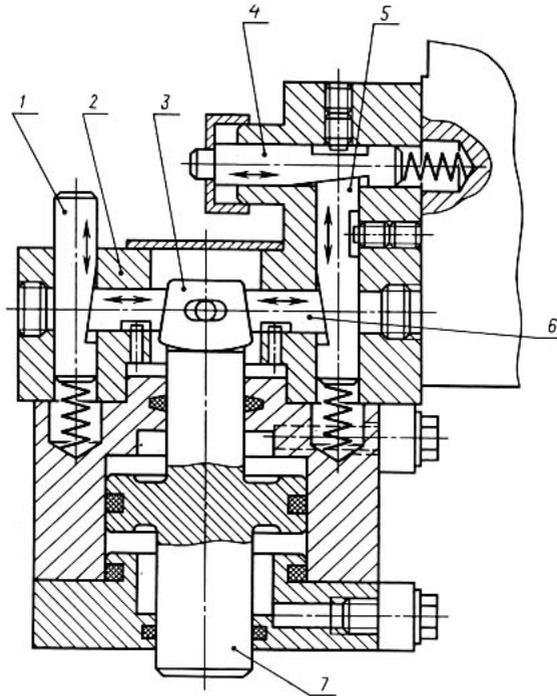


Рис. 172. Гидравлический механизм вспомогательной опоры
(1, 4 – самоустанавливающиеся подпружиненные опоры;
2, 5, 6 – плунжеры; 3 – плавающий клин; 7 – тяга)

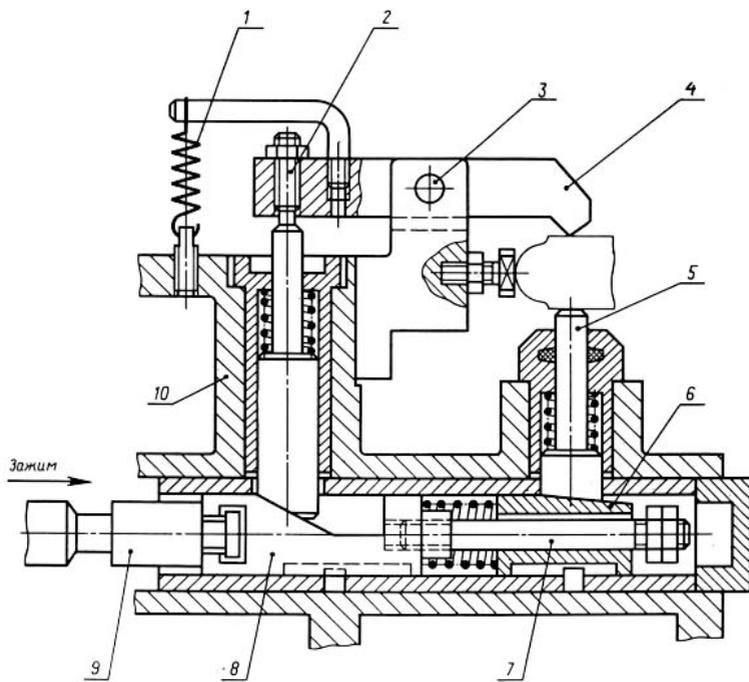


Рис. 173. Гидравлический механизм зажимного устройства
 (1 – пружина; 2 – установочный винт; 3 – ось; 4 – прихват; 5 – опора;
 6, 8 – клинья; 7 – тяга; 9 – штырь; 10 – корпус)

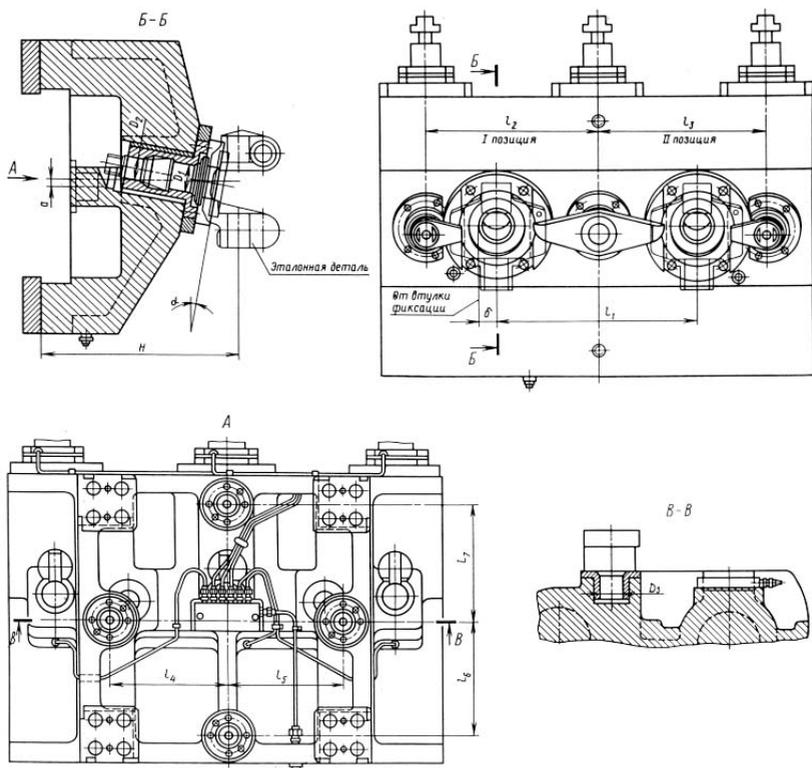


Рис. 174. Приспособление-спутник для обработки поворотного кулака автомобиля: $l_1...l_7$ — линейные размеры, подлежащие проверке (контрольные параметры); D_1, D_2, D_3 — диаметры базовых отверстий, подлежащие контролю; a, H, α, δ — контрольные параметры

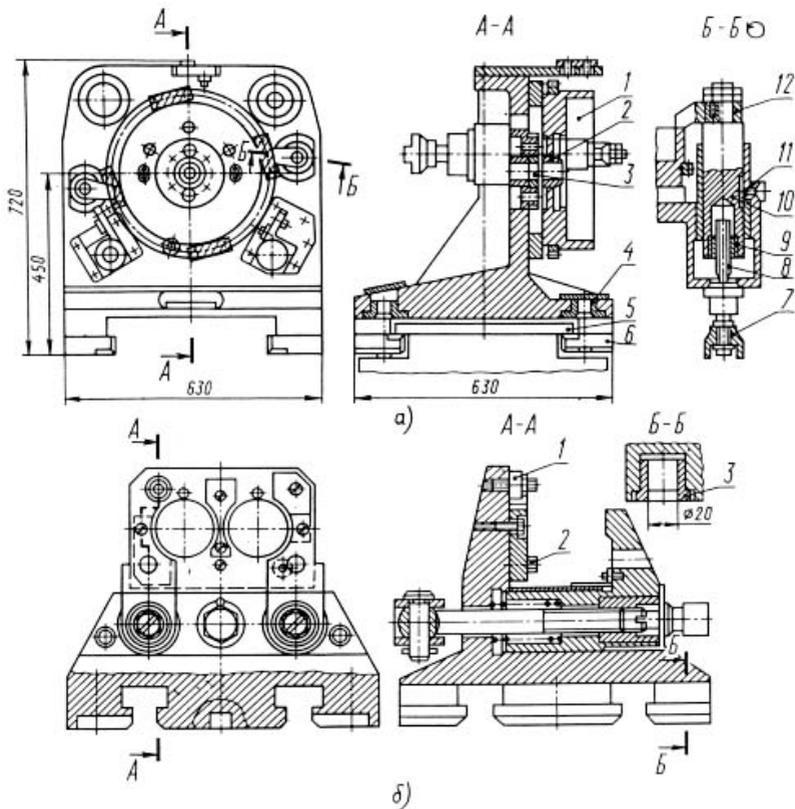


Рис. 175. Приспособления-спутники одноместные:

- a* – для обработки маховика с базированием детали по плоскости и центральному отверстию (1 – кондукторная втулка, 2 – базовая втулка; 3 – фланец; 4 – втулка фиксации приспособления-спутника; 5 – базовая планка станции фиксации и зажима; 6 – прижимная планка; 7 – полумуфта; 8 – винт зажима; 9 – гайка; 10 – тяга; 11 – штифт; 12 – прихват);
- б* – для обработки корпуса камеры карбюратора с базированием детали по плоскости и двум отверстиям (1, 2 – базовые пальцы; 3 – втулка фиксации спутника)

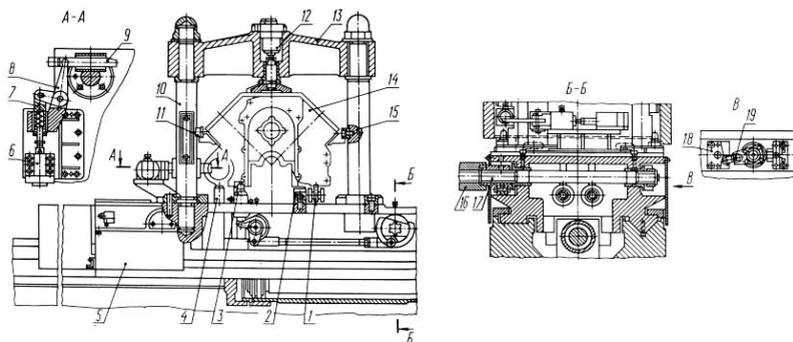


Рис. 176. Приспособление агрегатно-фрезерного станка с силовым столом рабочей подачи (1 – транспортер загрузки детали; 2, 4 – базовые пластинки; 3 – выдвижной фиксатор; 5 – силовой стол; 6 – гидроцилиндр; 7 – толкатель; 8 – рычаг; 9 – плунжер дополнительного поджима детали; 10, 15 – стойки; 11 – планка ограничения подъема детали; 12 – гидроцилиндр зажима; 13 – портал; 14 – обрабатываемая деталь; 16 – муфты привода фиксации детали; 17 – валик; 18 – клин; 19 – упор)

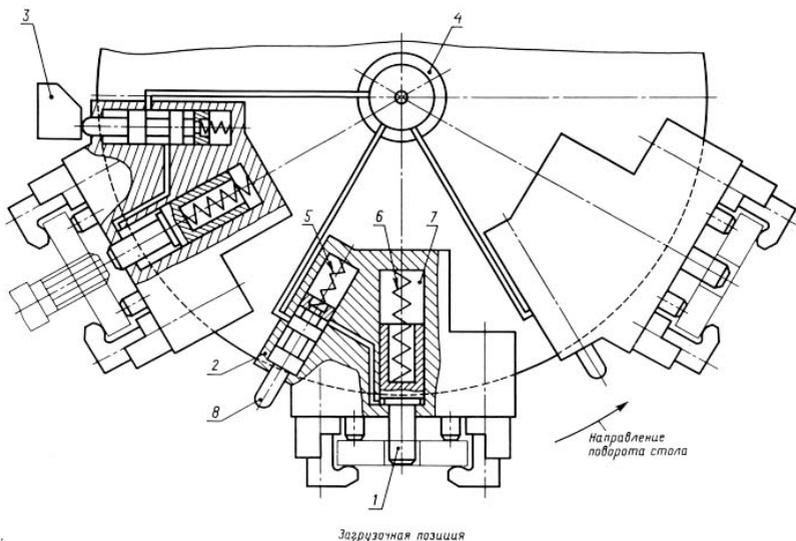


Рис. 177. Многопозиционное поворотное приспособление (1 – установочный палец; 2 – переключающий кран; 3 – копия; 4 – пневмораспределитель; 5, 6 – пружины; 7 – односторонний пневмоцилиндр; 8 – плунжер)

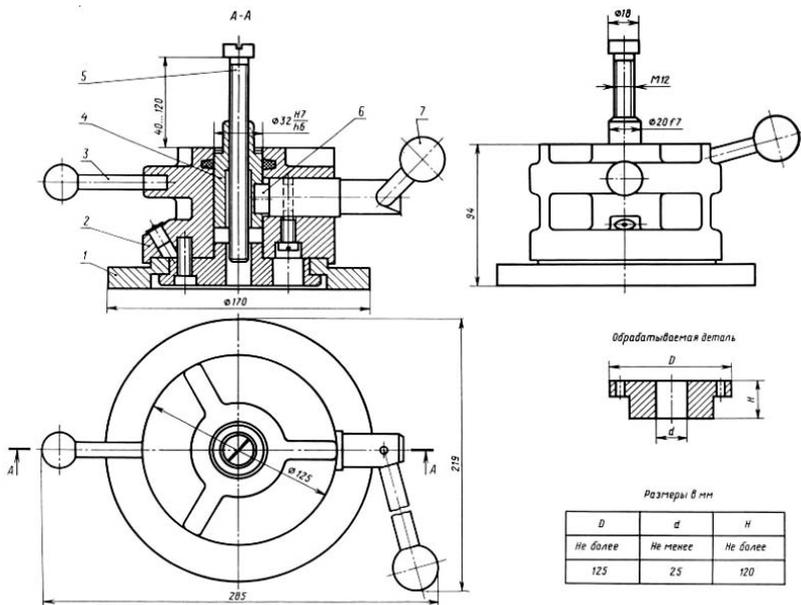


Рис. 178. Приспособление для получения отверстий в деталях типа втулок и фланцев

11. РАСЧЕТ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ НА ТОЧНОСТЬ

Для выявления допустимой погрешности изготовления (точности) приспособления следует рассчитывать $\varepsilon_{\text{пр}}$ по формуле

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \delta - k_T \sqrt{(k_{T1} \cdot \varepsilon_6)^2 + \varepsilon_3^2 + \varepsilon_Y^2 + \varepsilon_{\text{И}}^2 + \varepsilon_{\text{П}}^2 + (k_{T2} \cdot \omega)^2},$$

определив или выбрав по справочным источникам значения всех ее составляющих.

Допуск δ берется с чертежа детали (при окончательной обработке поверхностей) или с операционного эскиза технологического процесса обработки заготовки (при предварительной обработке). Значения коэффициентов следует принимать в следующих пределах: $k_T = 1,2$; $k_{T1} = 0,8 \dots 0,85$; $k_{T2} = 0,6 \dots 0,8$.

Погрешность базирования определяется или рассчитывается в каждом конкретном случае. В табл. 20 представлены схемы базирования и формулы, по которым следует определять погрешности базирования для некоторых типовых случаев. Приняты следующие обозначения: ε_e – смещение (эксцентриситет) оси отверстия относительно оси наружной цилиндрической поверхности; δ_d – допуск диаметра наружной поверхности; s_{min} – односторонний минимальный гарантированный зазор; δ_λ – допуск размера базового отверстия; δ_b – допуск размера оправки (пальца); $\Delta_{\text{ц}}$ – просадка центров.

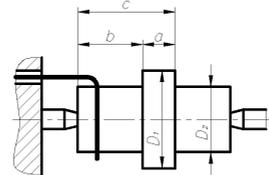
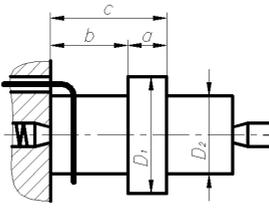
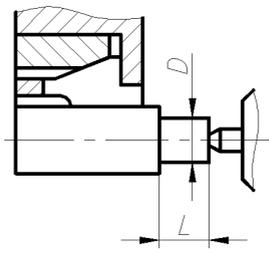
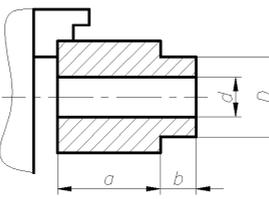
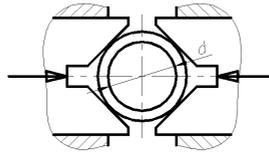
Просадку центров определяют в зависимости от наибольшего диаметра центрального гнезда по табл. 19.

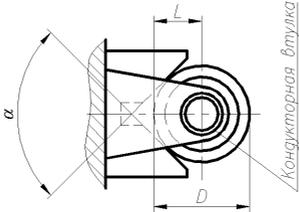
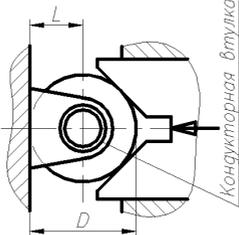
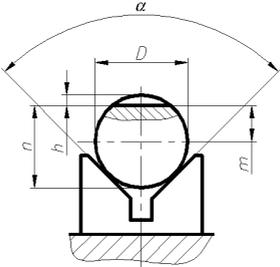
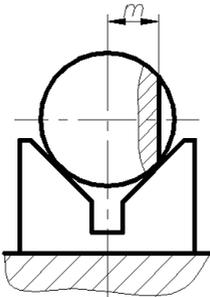
Таблица 19

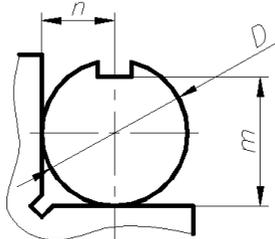
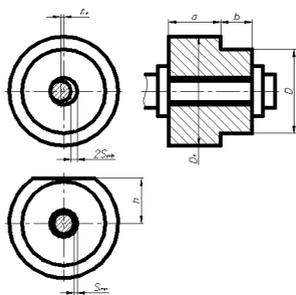
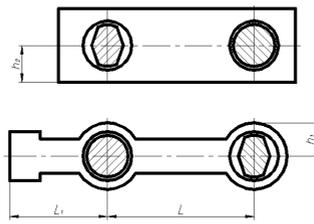
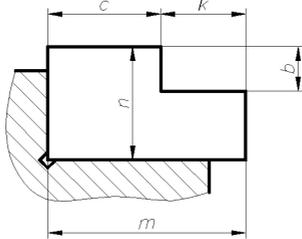
Погрешность от просадки центров

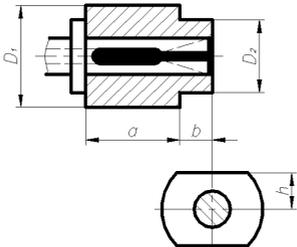
Наибольший диаметр центрального гнезда, мм	1; 2; 2,5	4; 5; 6	7,5; 10	12,5; 15	20; 30
Просадка центров $\Delta_{\text{ц}}$, мм	0,11	0,14	0,18	0,21	0,25

Определение погрешности базирования

Базирование	Схема установки	Погрешность базирования для размера
По центровым отверстиям на жесткий передний центр		$\begin{aligned} \varepsilon_{\delta D_1} = \varepsilon_{\delta D_2} = \varepsilon_{\delta a} = 0; \\ \varepsilon_{\delta b} = \varepsilon_{\delta c} = \Delta_4 \end{aligned}$
На плавающий передний центр		$\begin{aligned} \varepsilon_{\delta D_1} = \varepsilon_{\delta D_2} = \varepsilon_{\delta a} = \\ = \varepsilon_{\delta b} = \varepsilon_{\delta c} = 0 \end{aligned}$
По внешней поверхности в зажимной цапге по упору		$\varepsilon_{\delta D} = \varepsilon_{\delta L} = 0$
В самоцентрирующем патроне с упором торцом		$\varepsilon_{\delta D} = \varepsilon_{\delta d} = \varepsilon_{\delta a} = \varepsilon_{\delta b} = 0$ <p>(при параллельном подрезании торцов)</p>
В самоцентрирующих призмах		$\varepsilon_{\delta d} = \varepsilon_{\delta e} = 0$

Базирование	Схема установки	Погрешность базирования для размера
В призме при обработке отверстий по кондуктору		$\varepsilon_{sl} = \frac{\delta_D}{2} \left(\frac{1}{\sin(\alpha/2)} - 1 \right);$ $\varepsilon_e = \frac{\delta_D}{2} \frac{1}{\sin(\alpha/2)}$
На плоской поверхности при обработке отверстия по кондуктору		$\varepsilon_e = \frac{\delta_D}{2}$
В призме при обработке плоскости или паза		$\varepsilon_{\delta m} = \frac{\delta_D}{2} \frac{1}{\sin(\alpha/2)};$ $\varepsilon_{\delta h} = \frac{\delta_D}{2} \left(\frac{1}{\sin(\alpha/2)} - 1 \right);$ $\varepsilon_{\delta n} = \frac{\delta_D}{2} \left(\frac{1}{\sin(\alpha/2)} + 1 \right)$
В призме при обработке плоскости или паза		$\varepsilon_{\delta b} = 0$

Базирование	Схема установки	Погрешность базирования для размера
То же		$\epsilon_{\delta m} = \epsilon_{\delta n} = \frac{\delta_D}{2}$
По отверстию на жесткой оправке со свободной посадкой		<p>При установке оправки на плавающий передний центр, в гильзу или патрон по упору</p> $\epsilon_{\delta a} = \epsilon_{\delta b} = 0$ $\epsilon_{eD} = \epsilon_{eD} = s_{\min} + \frac{\delta_B}{2} + \frac{\delta_A}{2};$ $\epsilon_{eL} = 2s_{\min} + \delta_B + \delta_B + \delta_A$
На разжимной оправке, на жесткой оправке с натягом		<p>При установке оправки на жесткий передний центр</p> $\epsilon_{\delta a} = \Delta_4; \quad \epsilon_{\delta b} = \delta_a;$ $\epsilon_{\delta b} = \epsilon_{eD1} = \epsilon_{eD2} = 0$
По двум отверстиям на пальцах при обработке верхней поверхности		$\epsilon_{\delta h1} = 2s_{\min} + \delta_B + \delta_A;$ $\epsilon_{\delta h2} = (2s_{\min} + \delta_B + \delta_A) \frac{l+l_1}{l}$

Базирование	Схема установки	Погрешность базирования для размера
По плоскости при обработке уступа		$\begin{aligned} \varepsilon_{\delta c} &= \varepsilon_{\delta n} = \varepsilon_{\delta m} = 0 \\ \varepsilon_{\delta k} &= \delta_c; \varepsilon_{\delta b} = \delta_n \end{aligned}$

Погрешность закрепления ε_3 можно определить аналитически при малых смещениях заготовок в прецизионных приспособлениях, при этом для более точного определения ε_3 прецизионных приспособлений зачастую необходимы целенаправленные исследования. Погрешность установки приспособления на станке ε_y возникает из-за возникновения зазоров между направляющими установочными пальцами или шпонками приспособления и Т-образными пазами или отверстиями стола металлорежущего станка, что характерно для расточных, фрезерных и других приспособлений. Для снижения этих погрешностей необходимо точнее изготавливать посадочные места.

12. РАСЧЕТ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Повышение требований к точности и надежности современных машин обуславливает непрерывное возрастание уровня оснащения машиностроительного производства станочными приспособлениями.

Как было сказано ранее, применение приспособлений обеспечивает повышение производительности и точности обработки, расширение технологических возможностей станков, облегчение условий труда и повышение безопасности работы. Но не всегда использование сложных, многоместных и автоматизированных приспособлений экономически рентабельно, особенно при малых объемах выпуска изделий. Поэтому при решении вопроса об экономической целесообразности применения приспособления необходимо выполнить расчеты по технико-экономическому обоснованию использования новых или модернизации существующих приспособлений.

Расчет эффективности применения приспособления сводится к сопоставлению затрат на его изготовление и экономии от использования в производстве. Годовую экономическую эффективность применения приспособления определяют по формуле:

$$\mathcal{E}_T = (C_1 - C_2) \cdot N, \quad (35)$$

где C_2 – технологическая себестоимость операции при использовании нового приспособления, руб.; C_1 – технологическая себестоимость операции при использовании существующего приспособления или без него, руб.; N – годовой объем выпуска деталей, шт.

Применение более совершенного приспособления снижает штучное время вследствие уменьшения основного и вспомогательного времени, облегчения условий труда, а также влияет на другие показатели, определяющие технологическую себестоимость операции.

Для обоснования рентабельности применения различных вариантов приспособлений для одной и той же технологической операции определяют технологические себестоимости операций (C_1 , C_2) при использовании нового и существующего приспособлений по формуле:

$$C = t \cdot (3 + KH_c + KH_n), \quad (36)$$

где t – штучное время операции, ч; $З$ – часовая заработная плата станочника с учетом доплат и начислений на социальное страхование, руб.; $КН_c$ – себестоимость одного часа работы станка, руб.; $КН_n$ – расходы, приходящиеся на 1 ч работы приспособления, руб.

В свою очередь,

$$H_n = 0,18 \cdot 10^{-3} \cdot K_{np}, \quad (37)$$

где K_{np} – затраты на изготовление специального приспособления или устройства, руб.;

$$H_c = 1,65 \cdot 10^{-3} \cdot K_0^{0,75}, \quad (38)$$

где K_0 – затраты на станок, руб.

При коэффициенте загрузки станка n_3 менее 0,85 вводятся поправочные коэффициенты:

$$K_c = K_n = 0,55 + \frac{0,34}{n_3}. \quad (39)$$

При коэффициенте загрузки станка более 0,35 $K = 1$. Полная экономическая эффективность применения приспособления

$$\mathcal{E}_n = \mathcal{E}_r \cdot Q, \quad (40)$$

где Q – срок службы приспособления, год.

Показателем эффективности применения приспособления служит также показатель срока окупаемости дополнительных капитальных вложений $T_{ок}$, определяемый по формуле:

$$T_{ок} = \frac{K_2 - K_1}{C_2 - C_1}, \quad (41)$$

где K_1 и K_2 – затраты на приспособления, руб.

Применение приспособления к станку считается экономичным, если $T_{ок} < 3$.

Контрольные вопросы

1. Что такое станочное приспособление?
2. Какие виды приспособлений применяются в машиностроении?
3. Охарактеризуйте особенности приспособления-спутника.
4. Какие установочные элементы применяются в приспособлениях?
5. Какие характеристики процесса обработки определяют усилие закрепления?
6. Как определяется необходимое усилие на силовом приводе?
7. Какие силовые приводы применяются в приспособлениях?
8. В каких случаях возникает погрешность базирования?
9. Как определяется погрешность изготовления элементов приспособления?
10. Как определяется погрешность закрепления?
11. Из каких элементов складывается погрешность установки в приспособлении?
12. Как определяются размеры элементов приспособления?
13. Как приспособление базируется относительно станка?
14. Как осуществляется базирование заготовки в приспособлении?
15. Охарактеризуйте особенности конструкции спроектированного вами приспособления.
16. Особенности приспособлений, применяемых на токарных станках.
17. Какие конструкции оправок вы знаете?
18. Особенности приспособлений, применяемых на сверлильных станках (кондукторы).
19. Область применения делительных головок.
20. Как определяется экономическая целесообразность применения приспособления?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основной целью учебного пособия является ознакомление студентов с основными принципами проектирования и расчета приспособлений в машиностроении.

В результате изучения пособия студент получил представление:

- об основных учениях в области проектирования технологической оснастки, а также о методах анализа и расчета конструкций технологической оснастки;
- процессах и их взаимосвязях, происходящих в управлении конструкторской и технологической подготовкой производства;
- общих методиках проектирования приспособлений на основе системного подхода;
- специфике конструирования сборочных и контрольных приспособлений, особенностях приспособлений для станков с ЧПУ, гибких производственных систем и автоматических линий.

К настоящему времени в области конструирования технологической оснастки накоплен большой опыт как в отечественной, так и в зарубежной машиностроительной промышленности. Созданы типовые конструкции высокопроизводительных, с применением быстродействующих механизированных приводов приспособлений, обеспечивающих высокую точность и экономичность изготовления изделий.

Некоторые вопросы конструирования технологической оснастки получили научное обоснование. К ним относятся принципы базирования и расчета погрешностей изготовления деталей в приспособлениях, методики расчета усилий закрепления и обеспечения прочности зажимных механизмов. Разработаны различные методики расчетов экономической целесообразности выбора определенной компоновки приспособления.

На современном этапе развития промышленности совершенствование конструкций приспособлений является для каждого предприятия одним из основных и неисчерпаемых внутренних резервов, позволяющих решать поставленные перед машиностроением задачи в более короткие сроки. Внедрение в производство высокопроизводительных быстродействующих приспособлений

способствует автоматизации производственных процессов и быстрому техническому прогрессу в машиностроении.

В учебном пособии полностью и достаточно кратко изложены общие подходы к проектированию технологической оснастки. Показаны конструктивные решения приспособлений различного применения в машиностроении. В пособии используются технические термины в соответствии с ГОСТами, формулы и математическая формализация расчетных зависимостей являются общепринятыми в области расчетов и проектирования технологической оснастки. Используемая литература охватывает все разделы учебного пособия и достаточно современна.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Горошкин, А.К. Приспособления для металлорежущих станков / А.К. Горошкин. – М. : Машиностроение, 1979. – 303 с.
2. Корсаков, В.С. Основы конструирования приспособлений / В.С. Корсаков. – М. : Машиностроение, 1983. – 227 с.
3. Уткин, Н.Ф. Приспособления для механической обработки / Н.Ф. Уткин. – Л. : Лениздат, 1983. – 235 с.
4. Кузнецов, Ю.И. Оснастка станков с ЧПУ / Ю.И. Кузнецов. – М. : Машиностроение, 1983. – 350 с.
5. Станочные приспособления : справочник : в 2 т / под ред. Б.Н. Вардашкина [и др.]. – М. : Машиностроение, 1984. – Т. 1. – 592 с. – Т. 2. – 656 с.
6. Верников, А.Я. Магнитные и электромагнитные приспособления в металлообработке / А.Я. Верников. – М. : Машиностроение, 1984. – 394 с.
7. Переналаживаемая технологическая оснастка / под ред. Д.И. Полякова. – М. : Машиностроение, 1988. – 351 с.
8. Приспособления и оснастка для базирования и крепления деталей типа тел вращения на металлорежущих станках / Ю.И. Кузнецов [и др.]. – М. : ВНИИТЭМР, 1991. – 184 с.
9. Базров, Б.М. Альбом по проектированию приспособлений / Б.М. Базров. – М. : Машиностроение, 1991. – 394 с.
10. Бирюков, В.Д. Переналаживаемая технологическая оснастка / В.Д. Бирюков. – М. : Машиностроение, 1988. – 273 с.
11. Шатин, В.П. Шпиндельная оснастка / В.П. Шатин. – М. : Машиностроение, 1981. – 204 с.
12. Васильев, В.С. Основы проектирования специальных станочных приспособлений / В.С. Васильев, М.М. Демин. – М. : МАИ, 2002. – 112 с.
13. Схиртладзе, А.Г. Станочные приспособления / А.Г. Схиртладзе, В.Ю. Новиков. – М. : Высшая школа, 2001. – 110 с.
14. Черпаков, Б.И. Технологическая оснастка / Б.И. Черпаков. – М. : Академия, 2012. – 288 с.
15. Клепцов, А.А. Проектирование технологической оснастки / А.А. Клепцов. – СПб. : Лань, 2011. – 224 с.

16. Технологическая оснастка: вопросы и ответы / Н.П. Косов [и др.]. – М. : Машиностроение, 2007. – 304 с.
17. Маслов, А.Р. Приспособления для металлообрабатывающего инструмента / А.Р. Маслов. – М. : Машиностроение, 2008. – 319 с.
18. Андреев, Г.Н. Проектирование технологической оснастки машиностроительного производства / Г.Н. Андреев. – М. : Высшая школа, 2001. – 415 с.