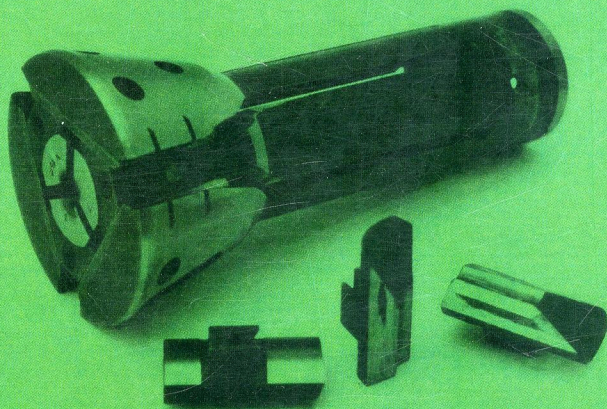


Кузнецов Ю.Н., Кушик В.Г., Юрчишин О.Я.

ШИРОКОДИАПАЗОННЫЕ И МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ЗАЖИМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ: ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА

МОНОГРАФИЯ



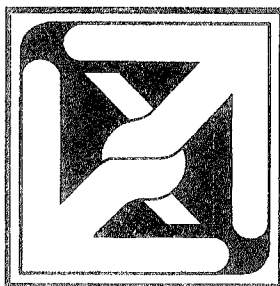
Киев-2011

Кузнецов Ю.Н., Кушик В.Г., Юрчишин О.Я.

Посвящается 75-летию
кафедры конструирования
станков и машин
НТУУ «КПИ» и
100-летию со дня рождения
проф. М.Л. Орликова

ШИРОКОДИАПАЗОННЫЕ И МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ЗАЖИМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ: ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА

Монография
Под ред. проф. Ю.Н. Кузнецова



Київ-2011

Ва 752625

УДК 621.881

ББК 34.544я2

К89

Ю.Н. Кузнецов, Ю.Н.

К89 Широкодиапазонные и многофункциональные зажимные механизмы: теория и практика.: Монография / Ю.Н. Кузнецов, В.Г. Кушик, О.Я.

Юрчишин – К.: ООО «ЗМОК» - ООО «ГНОЗИС», 2011. - 424 с., ил.

ISBN978-966-8840-83-8

Монография является результатом многочисленных исследований авторов в области зажимных механизмов с широкими функциональными возможностями.

Рассмотрены проблемы, принципы создания, теоретические и экспериментальные исследования широкодиапазонных и многофункциональных зажимных механизмов и технологической оснастки для токарных, фрезерных и многоцелевых станков при их работе в условиях механосборочного и ремонтного производства.

Рассчитана на инженерно-технических работников, а также может быть полезна преподавателям, аспирантам и студентам вузов, техникумов и колледжей машиностроительных специальностей.

Рецензенты:

д.т.н., проф. Гевко Б.М. –

Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя;

д.т.н., проф. Сошко А.И. –

Херсонский национальный технический университет;

д.т.н., проф. Сидорко В.И. –

Институт сверхтвердых материалов им. В.Н. Бакула НАН Украины.

Одобрено Ученым советом Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт»

(протокол № 3 от 1.03.2010 г.)

Перепечатка материалов монографии ни частями, ни целиком без согласия авторов не допускается.

ISBN978-966-8840-83-8

© Ю.Н. Кузнецов, 2010

© В.Г. Кушик, 2010

© О.Я. Юрчишин, 2010

© ООО «ЗМОК», 2010

© Гнозис, 2011

**ШИРОКОДИАПАЗОННЫЕ И
МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ
ЗАЖИМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ:
ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА**

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	7
Принятые сокращения	8
ГЛАВА 1. Проблема создания широкодиапазонных зажимных механизмов (Кузнецов Ю.Н.)	10
1.1. Основные требования к зажимным механизмам	10
1.2. Влияние отклонения диаметра заготовок на характеристики зажимных механизмов	21
1.3. Схемы охвата диапазона размеров заготовок зажимными патронами и их типовые кинематические структуры	26
1.4. Графическое изображение основных характеристик зажимных механизмов в виде силовых портретов	31
1.5. Силовые потоки и контуры в зажимных механизмах	38
1.6. Особенности структурно-схемного и параметрического синтеза зажимных механизмов	46
1.7. Принципы создания широкодиапазонных зажимных механизмов	54
1.8. Дифференциально-морфологический метод структурно-схемного синтеза зажимных патронов	56
1.9. Синтез и проектирование широкодиапазонных подающих цанг и патронов	68
1.9.1. Системно-морфологический подход при создании новых механизмов подачи прутка и их элементов	68
1.9.2. Синтез подающих патронов и цанг методом морфологического анализа	75
1.9.3. Применение ассоциативных методов при синтезе долговечных и широкодиапазонных подающих патронов	84
1.9.4. Предлагаемые новые конструкции подающих патронов и цанг	88
Литература к главе 1	93
ГЛАВА 2. Устройства автоматической смены зажимных элементов и широкодиапазонные цанговые патроны (Кузнецов Ю.Н., Кушик В.Г., Юрчишин О.Я.)	98
2.1. Способы реализации схем охвата диапазона размеров зажимных заготовок	98
2.2. Дискретная схема охвата в цанговых зажимных патронах	102
2.3. Автоматическая смена зажимных элементов и патронов в токарном модуле	108
2.4. Устройства автоматической смены зажимных элементов (УАСЗЭ)	113
2.5. Синтез схем УАСЗЭ и их элементов методом морфологического анализа	125

2.6. Дискретно-непрерывная схема охвата в цанговых зажимных механизмах.	132
2.7. Широкодиапазонные цанговые патроны с непрерывной схемой охвата.	139
2.8. Синтез широкодиапазонных цанговых патронов.	154
2.9. Развитие формы и параметров цанговых зажимных патронов по показателю широкодиапазонности.	164
2.10. Использование статистических методов прогнозирования развития и предельных возможностей конструкций цанговых патронов по показателю широкодиапазонности.	169
Литература к главе 2	174
ГЛАВА 3. Теоретический анализ основных характеристик широкодиапазонных цанговых патронов (Кушик В.Г., Юрчишин О.Я.)	178
3.1. Анализ силовых характеристик широкодиапазонных цанговых патронов (ШЦП)	178
3.2. Статическая жесткость заготовок, зажатых в ШЦП.	185
3.3. Радиальная точность зажима заготовок в ШЦП.	190
3.4. Пространственные смещения элементов цангового патрона	194
3.4.1. Схема одноконтурного зажима.	194
3.4.2. Схема двухконтурного зажима.	198
3.5. Разработка математической модели динамической системы шпиндель-ШЦП-деталь.	208
3.6. Моделирование напряженно-деформированного состояния ШЦП	211
Литература к главе 3.	220
ГЛАВА 4. Экспериментальные исследования широкодиапазонных цанговых патронов (Кушик В.Г., Юрчишин О.Я.)	223
4.1. Исследование ШЦП с двойной мультипликацией.	223
4.1.1. Методика и аппаратура для исследований.	223
4.1.2. Экспериментальные исследования характеристик ШЦП с двойной мультипликацией.	226
4.2. Исследование ШЦП с одинарной мультипликацией.	230
4.2.1 Методика и стенд для проведения экспериментальных исследований.	230
4.2.2 Экспериментальные исследования в статике.	243
4.2.3. Многофакторное планирование эксперимента.	250
4.2.4 Экспериментальные исследования в динамике.	260
4.2.5. Математическое моделирование процесса обработки прутка, зажато в ШЦП.	265

4.2.6. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований характеристик ШЦП.	268
Литература к главе 4.	271
ГЛАВА 5. Бесцанговые широкодиапазонные зажимные механизмы (Кузнецов Ю.Н.)	274
5.1. Схемы и конструкции широкодиапазонных зажимных патронов для заготовок.	274
5.2. Схемы и конструкции широкодиапазонных инструментальных зажимных патронов.	292
5.2.1. Синтез схем и конструкций клиновых сверлильных патронов без ключа.	292
5.2.2. Широкодиапазонные клиновые фрезерные патроны без ключа.	304
5.2.3. Синтез широкодиапазонных эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов.	309
5.2.4. Конструкции и расчет эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов.	318
5.3. Применение принципов широкодиапазонности в зажимных устройствах различного назначения.	327
Литература к главе 5.	341
ГЛАВА 6. Многофункциональные зажимные механизмы (Кузнецов Ю.Н.)	345
6.1. Классификация многофункциональных механизмов.	345
6.2. Известные схемы и конструкции многофункциональных зажимных механизмов.	348
6.3. Использование метода вепольного анализа для синтеза многофункциональных зажимных механизмов.	354
6.4. Синтез многофункциональных зажимных механизмов методом морфологического анализа.	377
6.5. Теоретические исследования многофункциональных и подающих механизмов.	389
Литература к главе 6.	420
Орликов Михаил Львович – инженер, ученый в области конструирования и динамики станков.	422

Предисловие

Задача повышения технико-экономических показателей станков требует улучшения характеристик и их основных механизмов за счет их усовершенствования и создания принципиально новых конструкций.

Одними из таких механизмов являются механизмы и устройства автоматического манипулирования заготовками, инструментами и рабочими органами, так как они во многом определяют применяемые режимы резания, затраты вспомогательного времени, жесткость и виброустойчивость станка, точность установки и качество изготовленной продукции. Этими вопросами давно занимались ученые КПИ, среди которых признанный проф. Орликов М.Л., которому в 2011 году исполнилось бы 100 лет.

Обеспечение требуемой силы зажима и прочности зажимного механизма (ЗМ) в настоящее время является необходимым условием, но недостаточным вследствие повышения гибкости автоматизированного производства, что требует широкодиапазонности, быстропереналаживаемости, многофункциональности при сохранении жесткости, точности, долговечности.

Настоящая монография посвящена решению указанных проблем и содержит, в основном, разработки авторов украинской школы ЗМ, созданной на кафедре конструирования станков и машин Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт» (НТУУ «КПИ»), воспитанники и последователи которой работают не только в Украине, но и в России, Болгарии, Ливане, Йордании, Вьетнаме и других странах мира.

Авторы благодарны рецензентам докторам технических наук, профессорам Гевко Б.М., Сошко А.И., Сидорко В.И. за согласие выразить свои критические замечания и пожелания при подготовке рукописи к печати.

Отзывы и предложения просим направлять по адресу:

Украина, 03056, г.Киев-56, проспект Победы, 37, НТУУ «КПИ»,

корпус 1, к.222-1 или по e-mail: info@zmok.kiev.ua, zmok@mail.ru

Принятые сокращения

БПЗМ – быстропереналаживаемый зажимной механизм
БПЗП – быстропереналаживаемый зажимной патрон
В – вещество
Д – деталь
ЗМ – зажимной механизм
ЗП – зажимной патрон
ЗЭ – зажимной элемент
И – инструмент
ИЭ – источник энергии
ИЗП – инструментальный зажимной патрон
КСП – клиновой сверлильный патрон
МПН – механизм подачи прутка
МУП – механизм упора прутка
МТА – многошпиндельный токарный автомат
МФМ – многофункциональный механизм
МФЗМ – многофункциональный зажимной механизм
МФЗП – многофункциональный зажимной патрон
МФПМ – многофункциональный подающий механизм
МФПП – многофункциональный подающий патрон
ОТА – одношпиндельный токарный автомат
ОТРА – одношпиндельный токарно-револьверный автомат
П – патрон
П-Д – патрон-деталь
ПП – подающий патрон
ППМ – передаточно-преобразовательный механизм
Пр – привод
Пр-П – привод-патрон
ПУЗ – передаточно-усилительное звено
ПЦ – подающая цапга
ПЭ – преобразователь энергии
РО – рабочий орган
СЗ – структурное звено
СЗМ – самонастраиваемый зажимной механизм
СПрЗ – самонастраиваемый привод зажима
СЦП – самонастраиваемый цапговый патрон
ТА – токарный автомат
ТРС – токарно-револьверный станок

ТС – токарный станок

У – упор

УЗ – упругое звено

УСМ – упругая система механизма

УЭ – упругий элемент

ЦП – цанговый патрон

ШЗМ – широкодиапазонный зажимной механизм

ШЦП – широкодиапазонный цанговый патрон

ЭСЗ – элементарное структурное звено

ГЛАВА 1. ПРОБЛЕМА СОЗДАНИЯ ШИРОКОДИАПАЗОННЫХ ЗАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ

1.1. Основные требования к зажимным механизмам

В автоматизированных металлорежущих станках ЗМ оказывают значительное влияние на точность и производительность обработки деталей, определяют режимы и качество обработки, возможность сокращения припусков на последующие операции и уменьшения количества операций [2, 13-18, 22, 57]. Надежность закрепления подвижных узлов и автоматически сменяемых режущих инструментов после их установки в требуемое положение, что особенно важно в прецизионных станках и станках с программным управлением, определяет точность и стабильность обработки деталей [18, 39-43, 45]. Быстродействие зажимных механизмов позволяет сократить вспомогательное время на установку, закрепление заготовок и съем обработанных деталей, установку и закрепление подвижных узлов и режущих инструментов в автоматическом цикле работы [8, 9, 19, 20, 58, 59].

Таким образом, принцип надежного зажима можно сформулировать следующим образом: для того, чтобы надежно и быстро зажать (закрепить) объект, необходимо в течение минимального или заданного времени приложить определенные силы со стороны одних поверхностей (зажимающих) к другим поверхностям (зажимаемым) так, чтобы с помощью опорных, фиксирующих и стопорных элементов неподвижно и точно зафиксировать объект или создать силы сцепления (трения) между ними, исключая их относительное смещение, вибрации под действием собственного веса и внешних сил (резания, центробежных) и предотвращающие деформации, искажения формы и качества поверхности объекта закрепления.

Трудно создать эффективный ЗМ, удовлетворяющий требованиям обеспечения высокой точности и получения больших усилий закрепления, поэтому проектирование ЗМ должно базироваться на глубоком анализе и точном расчете параметров процесса закрепления при взаимодействии основных зажимных элементов с объектом закрепления.

Основные требования, предъявляемые к ЗМ при зажиме-разжиме (I состояние) и резании (II состояние) и объясняющие большое многообразие конструкций, показаны в виде структурной схемы на рис. 1.1 [30, 55, 68]. Кроме основных, к ЗМ предъявляются также дополнительные и специальные требования: быстрая сменность и переналаживаемость, легкость регулировки, широта диапазона, защищенность, ремонтпригодность, возможность автоматической

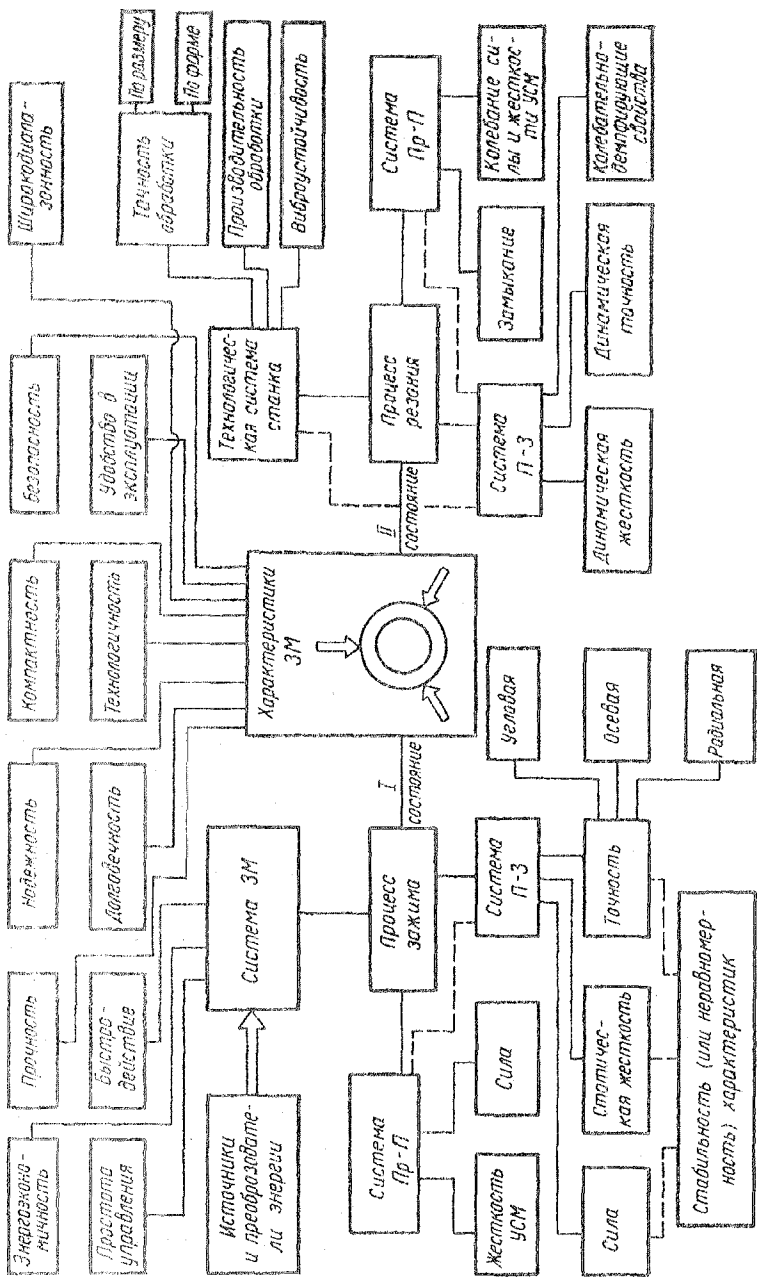


Рис. 1.1. Структура требований к 3М

регулировки параметров зажима или дистанционного управления, бесшумность, безопасность работы и др. Таким образом, основные и дополнительные требования к ЗМ вытекают из требований, предъявляемых к станку, технологическому процессу и определяющих точность и производительность обработки при высоком качестве выпускаемой продукции. Рассмотрим более подробно некоторые требования.

Создаваемая в процессе резания сила действует одинаково на инструмент и заготовку. Основную проблему составляет закрепление заготовки из-за частой ее сменяемости, так как инструмент сменяется только после износа и при действии сил резания дополнительно прижимается к поверхности базирования и закрепления. Заготовка в основном удерживается в ЗМ за счет сил трения и сцепления, которые изменяются в широком диапазоне [32, 48]. Силы зажима заготовки, инструмента или подвижного узла станка должны обеспечивать жесткость контакта сопряженных поверхностей, предотвращать их смещение под действием сил в процессе обработки, возникновение вибраций и недопустимые деформации элементов системы. Сила зажима должна создать предварительный натяг системы, превышающий действие других сил (резание, инерция), и при этом находиться в определенных пределах. Она не может быть меньше силы, обеспечивающей производительную и точную обработку деталей, и не может быть чрезмерно большой и вызывающей недопустимые деформации обрабатываемых деталей и элементов станка, а также повышенный износ механизма.

Требуемые силы зажима можно аналитически определить только для простых конфигураций толстостенных деталей. Для тонкостенных деталей сложных конфигураций силы зажима часто принимают по аналогии с силами, действующими в проверенных при эксплуатации ЗМ. В этом случае необходимо обеспечить в проектируемой конструкции возможность регулирования сил зажима. При создании таких ЗМ проводят специальные эксперименты для определения сил зажима и выбора мест расположения основных и дополнительных опор. Требуемые силы зажима определяют с учетом возможности отклонения от номинальных характеристик и размеров заготовок, затупления режущего инструмента и вызванного этим увеличения сил резания, разброса сил трения в зажимных элементах. Эти факторы учитывают выбором соответствующих исходных данных для расчета или выбором значения коэффициента запаса $K_{зоп}$, на который умножают рассчитанные значения сил зажима. Коэффициент запаса $K_{зоп}$ в основном принимают равным 1,5...2; если силы резания отжимают заготовку от базирующих поверхностей, то $K_{зоп} \geq 2,5$. Рекомендуется [17] принимать $K_{зоп}$

важным производению коэффициентов, отражающих конкретные условия обработки. В соответствии с этим $K_{\text{зж}}$ может изменяться от 1,5 до 8.

Силы зажима, необходимые для предотвращения смещения заготовки в процессе обработки, приближенно определяют из уравнений статики [48]. Для принятой схемы закрепления заготовки рассматривают условия равновесия приложенных сил (сил резания и других, возникающих в процессе обработки, искомым сил зажима, реакций опор и сил трения). Для проверки точности обработки деталей выполняют дополнительные расчеты возникающих местных давлений в стыках, деформаций заготовки и элементов системы. Эти проверочные расчеты могут выявить необходимость уточнения или изменения схемы установки и закрепления заготовки, изменения режимов обработки.

Деформация системы рассчитывается по упругим характеристикам отдельных элементов и контактной жесткости стыков между ними [21, 22, 32, 37]. Экспериментальные исследования показали, что с увеличением давления затяжки стыка коэффициент контактной податливости сначала резко уменьшается, а затем при давлениях выше 3,0...3,5 МПа для шлифованных и набранных поверхностей почти не меняется. Если опасности раскрытия стыков под нагрузкой нет, то повышать давление свыше 3,0...3,5 МПа для увеличения жесткости стыка не рекомендуется.

Стыки деталей, отсутствие смещения которых обеспечивается требованием, рассчитывают так, чтобы касательные упругие смещения в них не переходили в область пластических и не повреждали эти стыки.

При обработке на станках заготовок, удерживаемых силами сцепления в зажимных элементах, составляющие сил резания могут вызывать прокручивание заготовки от крутящего момента резания, проскальзывание от осевых сил резания, поворот относительно точки опоры от изгибающих моментов, а также смещения от сочетаний действия этих составляющих.

В станках с ЧПУ и станочных системах продолжительность операций, связанных с манипулированием заготовками и инструментами (загрузка – разгрузка, зажим – разжим, перекаптование, смещение и т. д.), оказывает существенное влияние на общий баланс времени выполнения технологических операций [33]. Существуют технологические системы с автоматическим циклом управления, в которых операции так расчленены, что продолжительность вспомогательных движений соизмерима с машинным временем. Поэтому продолжительность зажимных операций должна быть сведена до нескольких секунд или долей секунд. По быстродействию среди конструкций ЗМ следует отдать предпочтение вакуумным, пневматическим и магнитным. Кроме использования быстродействующих приводов рабочего перемещения зажимных элементов, необходимо создавать такие ЗМ

переменной структуры, рабочий ход зажима которых предельно мал и служит только для натяга системы, а зазор при переходе на другой размер обрабатываемой заготовки выбирается дополнительными кинематическими цепями с большой скоростью [3, 6, 7, 27, 30, 32, 36, 47, 55, 61].

Усложнение технологических циклов, установка ЗМ в автоматизированные технологические системы и в дорогие металлорежущие станки накладывают на ЗМ жесткие требования по надежности, так как простой механизма приводит к неизбежному простоя станка или целой технологической линии. Отказ ЗМ приводит к повреждению режущего инструмента или рабочего органа станка, к травмированию обслуживающего персонала, поэтому следует предъявлять повышенные требования к надежности и безопасности работы ЗМ, необходимости введения дополнительных предохранительных и блокирующих устройств, контролирующих падение силы зажима. Снижение режимов (скорости) резания или отключение станка необходимо начинать при уменьшении силы зажима до границ допустимой с разбросом 7...10 % от номинальной и завершать при падении силы до 50 % . Особенно это важно при обработке вращающихся с большой частотой заготовок, так как на них оказывают большое влияние центробежные силы. Поэтому при токарной обработке заготовок диаметрами 80...120 мм со скоростями резания 120 ... 170 м/мин допускается уменьшение силы зажима от действия центробежных сил неуравновешенных зажимных элементов до 12 ... 15 % и до 30 % при заклинивании подвижных элементов патрона [55, 56].

Отказ или неисправность ЗМ следует рассматривать не только как аварию, но и как отклонение от нормативной заданной характеристики, оговоренной в стандартах.

Правильное функционирование ЗМ связано с согласованными действиями других механизмов станка и выработкой сигналов о наличии обрабатываемой заготовки; о включении привода зажима; о регулировании силы зажима до заданного значения [32, 48, 49]; о достижении предварительно заданной силы зажима; о выключении механизма или переключении его на установленный режим работы; об окончательном отключении. Надежность работы ЗМ определяет значение коэффициента готовности станка и технологической системы в целом [9, 40, 52].

Для ЗМ, применяемых в станках с ЧПУ и ГПС, доминирующими требованиями становятся гибкость, быстрая перенастраиваемость и широкодиапазонность. Применение ЗМ, удовлетворяющих этим требованиям, позволяет обрабатывать заготовки минимальными партиями в режиме «безлюдной технологии» [33].

Требования к ЗМ могут быть выражены количественно через соответствующие характеристики (табл. 1.1) [30, 48, 55, 56].

Величина и разброс характеристик ЗМ зависят от качества их изготовления и регулировки, поскольку они являются функцией отклонения от номинала размеров (линейных, угловых) и жесткости деталей, сил трения, качества сборки и т. д. На стабильность характеристик большое влияние оказывает отклонение диаметра d зажимаемой поверхности объекта закрепления: $\Delta d = d_{\max} - d_{\min}$

Абсолютная величина любой характеристики – функции Φ определяется ее средним значением Φ_{cp} или математическим ожиданием $\bar{\Phi}$:

$$\Phi = \Phi_{cp} = 0,5(\Phi_{\max} + \Phi_{\min}); \quad \Phi = \bar{\Phi} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Phi_i, \quad (1.1)$$

где Φ_{\max} , Φ_{\min} и Φ_i – соответственно максимальное, минимальное и случайное абсолютные значения характеристики; n – число замеров случайных значений (объем выборки) характеристики.

Разброс характеристик определяют по абсолютной разности $\Delta\Phi$ их предельных значений или дисперсии σ_Φ^2 :

$$\Delta\Phi = \Phi_{\max} - \Phi_{\min}; \quad \sigma_\Phi^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\Phi_i - \bar{\Phi})^2, \quad (1.2)$$

Относительный разброс характеристик определяют различными коэффициентами и показателями (табл.1.2). Например, суммарную радиальную силу зажима цилиндрической заготовки с отклонением диаметра Δd можно определить средним значением этой силы $T_\Sigma = 0,5(T_{\Sigma\max} - T_{\Sigma\min})$, показателем неустойчивости $\varepsilon_T = \Delta T / \Delta d = (T_{\Sigma\max} - T_{\Sigma\min}) / (d_{\max} - d_{\min})$, коэффициентами неравномерности $\delta_T = \Delta T_\Sigma / T_\Sigma$ и стабильности $K_T = T_{\Sigma\min} / T_{\Sigma\max}$ и т.д. При $\Delta d = 0$, $\varepsilon_T = 0$ неравенство $\delta_T \neq 0$ характеризует влияние разброса случайных факторов (трения, жесткости детали и т. д.) на неравномерность радиальной силы.

При коэффициенте охвата $K_0 < 0$ патрон с рабочим диапазоном диаметров $\bar{\Delta d}$ не может закреплять заготовки в рабочем диапазоне диаметров станка ΔD . При $K_0 = 0$ полностью используется рабочий диапазон диаметров станка и обеспечивается сила зажима в заданных пределах. При $K_0 > 0$ имеется запас на износ и резерв на дополнительный охват диаметров заготовки. В последнем случае коэффициент K_0 можно рассматривать как показатель запаса на износ рабочей поверхности зажимных элементов патрона при условии, что зажимаются заготовки одного номинального диаметра с соответствующими отклонениями.

Таблица 1.1. Характеристики ЗМ

Показатель	Обозначение
<i>Кинематические и размерные характеристики</i>	
Радиальный ход зажимного элемента патрона, мм	U_n
Передаточное отношение:	
патрона	u_n
привода	u_{np}
механизма	u_m
Максимальный осевой ход в приводе, мм:	
муфты замыкания	x_m
трубы тяги	x_{m1}
Рабочий диапазон диаметров заготовок, мм, зажимаемых (обрабатываемых) в конкретной модели станка	$\Delta \bar{D}$
Рабочий диапазон диаметров патрона без переналадки, мм	$\Delta \bar{d}$
Максимальное отклонение диаметров зажимасмых заготовок без переналадки патрона, мм	Δd
<i>Силовые и энергетические характеристики</i>	
Патрон	
Радиальная сила на один зажимной элемент, Н	T
Суммарная радиальная сила зажима, Н	T_{Σ}
Момент сцепления, удерживающий заготовку от прокручивания, Н·м	M_{np}
Осевая сила сцепления, удерживающая заготовку от проскальзывания, Н	P_{np}
Момент сцепления, удерживающий заготовку от вырыва, Н·м	M_a
Привод	
Осевая сила на один зажимной элемент, Н	S
Суммарная осевая сила зажима, Н	S_{Σ}
Осевая сила, приложенная к муфте геометрического замыкания, Н	Q
Крутящий момент на выходе, Н·м	$M_{кр}$
Окружная сила на выходе, Н	$P_{окр}$
Давление рабочей среды, МПа	p
Коэффициент усиления:	
патрона	k_n
привода	k_{np}
механизма	k_m
Мощность зажима, кВт	N_z
Коэффициент полезного действия:	
патрона	η_n
привода	η_{np}
механизма	η_m

Показатель	Обозначение
Жесткостные характеристики	
Патрон — деталь	
Отжатие заготовки на вылете от силы, мм	u_p
Осевое отжатие от силы, мм	x_o
Коэффициент заделки заготовки	β_1
Угол поворота оси заготовки относительно оси шпинделя от момента, рад	ν_u
Угол закручивания заготовки относительно шпинделя от момента, рад	ν_k
Зона нечувствительности при двухстороннем нагружении заготовки, мм	z_o
Жесткость:	
радиальная, Н/мм	j_p
изгибная, Н·м/рад	j_u
крутильная, Н·м/рад	j_k
осевая, Н/мм	j_o
Патрон	
Жесткость:	
радиальная, Н/мм	C_p
поворотная, Н·м/рад	C_u
осевая, Н/мм	C_o
упругого элемента, Н/мм	$C_{v.з}$
Привод	
Жесткость:	
упругой системы механизма, Н/мм	C_v
привода без упругого звена, Н/мм	C_{np}
упругого звена, Н/мм	$C_{v.з}$
Точностные характеристики (погрешности зажима)	
системы патрон - деталь	
Радиальное биение на вылете, мкм	Δ_p
Угол перекося оправки, рад	ν_o
Конусность зажима	K
Радиальная деформация тонкостенной кольцевой заготовки от силы, мкм	δ
Осевое смещение заготовки (прутка) при подаче (отскок), мкм	$\Delta_{o.п}$
Осевое смещение заготовки (прутка) при зажиме (оттягивание), мкм	$\Delta_{o.з}$
Суммарное осевое смещение заготовки, мкм	Δ_o

Показатель	Обозначение
Разброс длин отрезанных из прутка деталей без вторичной подрезки торца, мкм	Δl
<p>Примечание. Условные обозначения: $\Delta \bar{D} = \bar{D}_{max} - \bar{D}_{min}$; \bar{D}_{max}, \bar{D}_{min} – максимальный и минимальный диаметры зажимаемых в конкретной модели станка заготовок; $\Delta \bar{a} = \bar{a}_{max} - \bar{a}_{min}$; \bar{a}_{max}, \bar{a}_{min} – максимальный и минимальный диаметры рабочего отверстия патрона; $T_z = zT$; $S_z = zS$; z – число зажимных элементов патрона.</p>	

При $K_0 \geq 0$ патроны относят к широкодиапазонным, в противном случае (т. е. когда не обеспечивается охват заданного диапазона заготовок диапазоном диаметров патрона) – к узкодиапазонным.

Таблица 1.2. Относительная оценка разброса характеристик ЗМ

Наименование	Обозначение	Формула
Показатель нестабильности	ε_Φ	$\Delta\Phi/\Delta d$
Показатель дискретности (комплектности)	K_k	$n/\bar{n} = \left(\left \Delta \bar{D} \right + 1 \right) / \bar{n}$
Коэффициент:		
неравномерности	δ_Φ	$\Delta\Phi/\Phi_{cp}$
стабильности	K_Φ	Φ_{min}/Φ_{max}
разброса (перегрузки)	λ_Φ	$\Phi_{max}/\Phi_{min} = 1/K_\Phi$
охвата	K_0	$\Delta \bar{a} / \Delta \bar{D}$
широкодиапазонности	δ_d	$\Delta \bar{d} / d_{cp}$ или $\Delta \bar{d} / (\bar{d}_{cp} + d_0)$
качества патрона по широкодиапазонности	ε'_k	Δ_d / δ_Φ

Примечание. Условные обозначения: \bar{a}_{cp} , \bar{a}_0 – средний и начальный диаметры рабочего отверстия патрона; $n = \left| \Delta \bar{D} \right| + 1$ – количество целочисленных номиналов диаметров заготовок, зажимаемых в рабочем диапазоне станка; \bar{n} – количество целочисленных номиналов диаметров, охватываемых патроном без его переналадки или смены (при $\bar{n} < 1$ принимают $\bar{n} = \left| \Delta \bar{D} \right|$); $\left| \Delta \bar{D} \right|$, $\left| \Delta \bar{a} \right|$ – безразмерные значения $\Delta \bar{D}$ и $\Delta \bar{a}$; K_k округляют до ближайшего большего целого числа.

В основном о характеристиках ЗМ судят по характеристикам конечного звена — патрона, в то время как для привода зажима характеристиками являются: ход зажима, тяговые усилия, коэффициент усиления и передаточное отношение передаточно-усилительного механизма (ПУМ), жесткость упругой системы механизма (УСМ), а также расход энергии, быстродействие и др.

При последовательном соединении элементов в системе ЗМ, патрона и привода

$$u_M = u_n u_{np}; k_M = k_n k_{np}; \eta_M = \eta_n \eta_{np} = k_M u_M = (k_n u_n)(k_{np} u_{np}),$$

где $u_n = y_n/x_n$; $u_{np} = x_m/x_n$; $k_n = T/S = T_\Sigma/S_\Sigma$; $k_{np} = S_\Sigma/Q$.

Силовые характеристики ЗМ должны быть такими, чтобы противодействовать силам и моментам резания при обработке заготовки, вращающейся с частотой $n(\omega)$ (рис.1.2,а). При обработке заготовок, удерживаемых за счет сцепления (силы T_{μ_1} , T_{μ_2} , T_{μ_3}) с зажимными элементами, составляющие сил резания P_x , P_y , P_z , P_{cs} и момент M_{cs} могут вызывать: прокручивание заготовки от крутящего момента резания M_p , проскальзывание от осевых сил резания P_o , поворот относительно точки опоры от изгибающих моментов M_u , а также смещение от различных сочетаний действия этих составляющих. Для вращающихся обрабатываемых заготовок сравнительно высокой жесткости основная характеристика — необходимая радиальная сила зажима T_Σ , определяется при соблюдении следующих условий: 1) $M_{np} > M_p$; 2) $P_{np} > P_p$; 3) $M_u > M_u$.

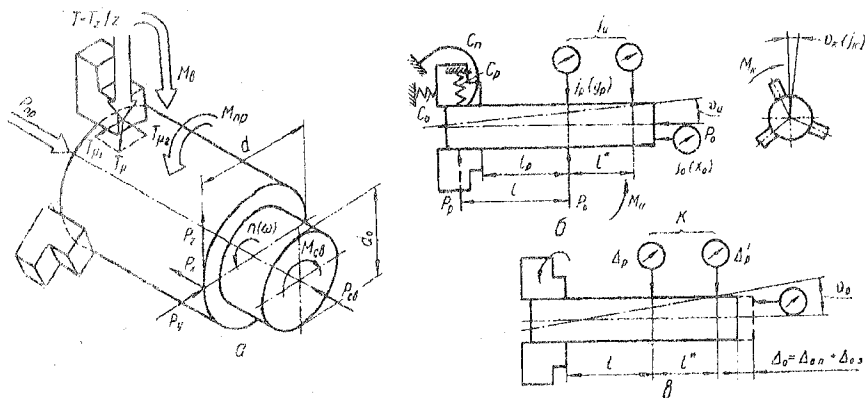


Рис. 1.2. К определению силовых (а), жесткостных (б) и точностных (в) характеристик зажима

Примеры. 1. При поперечном точении детали из круглого прутка сила T_{Σ} определяется из первого условия (рис. 1.2, а):

$$M_{np} = \frac{T_{\Sigma} \mu_1 d}{2} > M_p = \frac{P_z d_o}{2};$$

$$T_{\Sigma} \mu_1 d > P_z d_o, \quad T_{\Sigma} > P_z d_o / \mu_1 d.$$

2. При одновременном продольном точении и сверлении детали из шестигранного прутка сила T_{Σ} определяется из второго условия (рис. 3.2, а):

$$P_{np} = T_{\Sigma} \mu_2 > P_o = P_x + P_{св};$$

$$T_{\Sigma} \mu_2 > P_x + P_{св}, \quad T_{\Sigma} > (P_x + P_{св}) / \mu_2.$$

3. При поперечном точении круглой штучной заготовки с весьма малой базой зажима ($b \ll d$) сила T_{Σ} определяется из третьего условия (рис.3.2,б):

$$M_6 = T_{\Sigma} \mu d > M = P_p l;$$

$$P_p = \sqrt{P_y^2 + P_z^2}, \quad T_{\Sigma} \mu d > P_p l, \quad T_{\Sigma} > P_p l / \mu d.$$

При вращении заготовки или инструмента на неуравновешенные элементы зажимного патрона действует центробежная сила $F_{ок} = m\omega^2 R_k$, которая приводит к уменьшению радиальной силы зажима на величину $\Delta T_o = T - T_o$ (рис.1.3) [22].

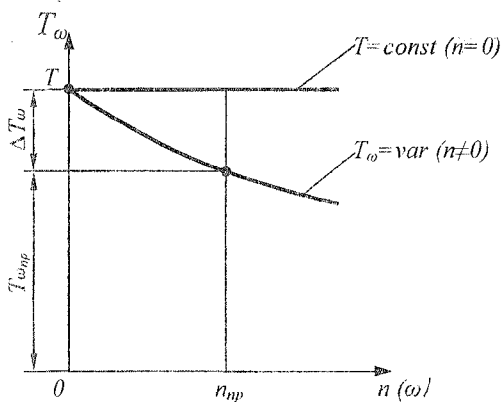


Рис. 1.3. График изменения радиальной силы зажима с учётом влияния центробежных сил

Поэтому одной из силовых характеристик зажимных патронов, работающих на высоких частотах вращения, является предельная радиальная сила зажима $T_{\omega_{np}}$ при максимально допустимой частоте вращения n_{np} (ω_{np}), которая по условиям эксплуатации с точки зрения техники безопасности должна быть не менее $2/3 T$.

Для сравнения разных конструкций зажимных патронов и оправок в условиях высокоскоростной обработки предложено ввести дополнительный показатель — коэффициент потери радиальной силы зажима T одним зажимным элементом при одинаковой частоте вращения шпиндельного узла (или суммарной силы зажима $T_{\Sigma} = zT$ всеми z зажимными элементами):

$$K_{T_{\Sigma 0}} = \frac{T_{\Sigma 0}}{T} = \frac{T_{\Sigma 0}}{T_{\Sigma}} = \frac{T - \Delta T_{\Sigma 0}}{T} = 1 - \frac{\Delta T_{\Sigma 0}}{T} = 1 - \lambda_{T_{\Sigma 0}}, \quad (1.3)$$

где $\lambda_{T_{\Sigma 0}} = \Delta T_{\Sigma 0} / T = \Delta T_{\Sigma 0} / T_{\Sigma}$ – показатель уровня падения выходной силовой характеристики.

При определенной частоте вращения зажимной патрон полностью теряет работоспособность, когда $T_{\Sigma 0} = 0$, а коэффициент потери становится тоже равным нулю ($K_{T_{\Sigma 0}} = 0$), что соответствует показателю уровня падения $\lambda_{T_{\Sigma 0}} = 1$.

Для определения жесткостных характеристик $j_p, j_n, j_a, j_k, C_p, C_n, C_a$ упругие отжатия оправки (рис. 1.2, б) измеряют индикаторами на определенных вылетах l_p нагружения силами P_p и P_a , соответствующими реальным условиям обработки, т. е. реальным значениям и плечам приложения сил резания. По величинам упругих отжатий y_p, v_n, x_a, v_k определяют жесткости: $j_p = P_p / y_p, j_n = M_n / v_n = P_p l_p / v_n, j_a = P_a / x_a, j_k = M_k / v_k$. В этом случае место закрепления (или заземления) детали в продольном сечении характеризуют коэффициентом заделки β_j (для консольного закрепления $\beta_j = 3y_n / y$, где y – отжатие детали и системе П - Д или другой системе).

Точностные характеристики ЗМ определяют его способность сохранять положение детали после загрузки (подачи) и зажима. Эти характеристики оценивают погрешностями изготовления самого патрона, погрешностями подачи и закрепления, которые определяют величинами нарушенного положения закрепленной детали Δ_p на вылете $l, K = 2v_n = 2(\Delta_p - \Delta'_p) / l^*$, $\Delta_{a,1}, \Delta_{a,2}, \Delta_{a,3}$ (рис.1.2,в).

1.2. Влияние отклонения диаметра заготовок на характеристики зажимных механизмов

Процесс установки детали в ЗМ представляет комплекс различных факторов, включающий: образование упругих отжатий в приводе и системе патрон - деталь (П - Д), погрешностей установки детали в радиальном и осевом положениях с учетом упругих и пластических деформаций деталей и стыков, а также нарушения фрикционных связей между ними; тепловые, гидро- и газодинамические (рабочая среда – жидкость или воздух), электромагнитные явления и другие факторы.

Все факторы, влияющие на величины и отклонения основных характеристик ЗМ (силу, жесткость, точность, быстрдействие), можно разделить на четыре основные группы [9, 17, 24, 30, 32, 48, 55, 65]: I – параметры заготовки (материал и его физико-механические свойства; отклонения размера, формы и шероховатости зажимаемой поверхности; масса,

длина, форма поперечного сечения и т. д.); II – принцип зажима, структура, схема и конструктивные параметры ЗМ, определяющие вид силового потока в системе привод - патрон (Пр - П), типы силового контура ЗМ, привода, патрона и направление зажимного усилия в системе П - Д; III – кинематические и динамические факторы (законы движения и массы звеньев; центробежные силы неуравновешенных частей; силы трения, сцепления и их разброс; частота и амплитуда колебаний; жесткость и демпфирующие свойства стыков и самих деталей ЗМ; схема нагружения заготовки и их отклонение); IV – взаимодействие по циклу и нагрузке с другими механизмами станка.

На разброс характеристик ЗМ прутковых автоматов существенно влияют параметры заготовки (особенно отклонения диаметра), что является основным сдерживающим фактором решения проблемы зажима и обработки горячекатаных прутков. Результаты производственных испытаний (комплексной проверки) силовых, жесткостных и точностных характеристик показали, что при изменении диаметра прутка характеристики изменяются в больших пределах (в 2...5 раз) из-за изменения мест и характера контактирования цанги с конусом шпинделя и прутком, влияния жесткости лепестков цанги, разброса величин жесткости упругой системы механизма при геометрическом замыкании. Например, при $\Delta d = 0,4$ мм в цанговом ЗМ многошпиндельного токарного автомата радиальная сила T_{Σ} изменяется в 3...5 раз (рис.1.4, кривая 1), а токарно-револьверного станка – в 1,5...2 раза (рис.1.4, кривая 2).

Изменение схемы патрона с точки зрения перераспределения мест и площади контакта улучшает силовые характеристики, определяемые сцеплением зажимных элементов с заготовкой, однако не исключает влияния Δd . Например, применение патрона с двойным зажимом по сравнению с одинарным увеличивает в 1,5...2 раза силу проталкивания P_{np} и момент прокручивания M_{np} (рис. 1.5) стальных закаленных шлифованных оправок различного диаметра при сохранении такого же влияния Δd .

Зависимость радиальной силы зажима T от осевой S носит различный характер (рис.1.6,а) [30, 55]. При зажиме заготовок диаметром $d = d_0$ ($\Delta d = 0$) зависимость $T(S)$ приближается к линейной (коэффициент усиления $k_n = const$). При зажиме заготовок диаметром $d > d_0$ ($\Delta d > 0$) кривая выпуклая, а при $d < d_0$ ($\Delta d < 0$) – вогнутая, что объясняется изменением условий контакта губок цанги с прутком и шпинделем не только в продольном, но и поперечном сечениях.

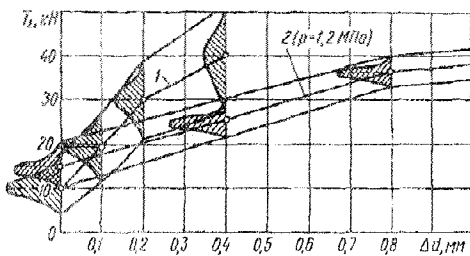


Рис. 1.4. Графики зависимости радиальной силы зажима от отклонения диаметра заготовки: 1 – МТА мод. 1А240; 2 – ТРС мод. 1341

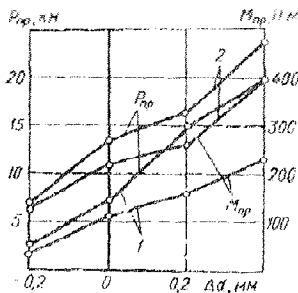
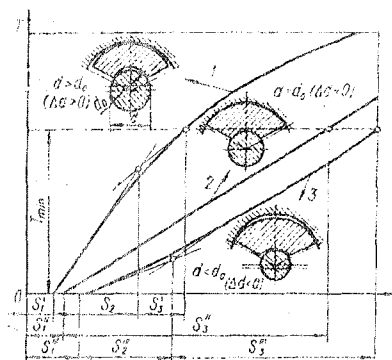
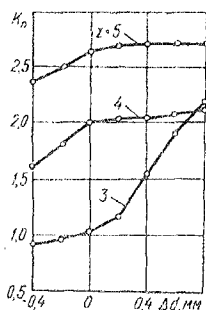


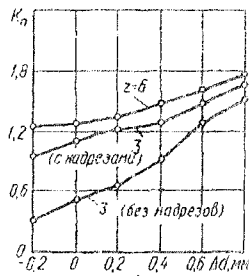
Рис. 1.5. Графики зависимости силы проталкивания и момента прокручивания от Δd в цанговых патронах одинарным (1) и двойным (2) зажимами при $S_{\Sigma} = \text{const}$



а)



б)



в)

Рис. 1.6. Зависимости радиальной силы зажима от осевой (а), коэффициента усиления патрона с зажатой цангой от Δd (б, в) при различном количестве разрезов

С увеличением числа лепестков (более трех) сила зажима в меньшей степени зависит от Δd (рис.1.6,б); значение ее возрастает, так как уменьшаются потери на деформацию лепестков и угол контакта губки со шпинделем. Коэффициент усиления увеличивается и стабилизируется не только с увеличением z , но и с выполнением дополнительных надрезов на губках длиной, несколько большей их длины (рис.1.6,в). С увеличением угла контакта $2\beta_0$ цанги со шпинделем радиальная сила зажима T_{Σ} (или коэффициент

усиления k_n) уменьшается (и значительно) при зажиме заготовок, диаметр d которых равен или несколько больше d_0 .

Существенное влияние Δd оказывает на осевое оттягивание $\Delta_{0,3}$ в патронах с цангами тянущего типа (рис.1.7), широко применяемыми в МГА и ТРС. Так как в ЗМ с геометрическим замыканием Δd влияет на осевую силу зажима S_z , значение оттягивания имеет еще больший разброс (рис.1.7,а), зависящий также от угла поворота ϑ_n (рис.1.7,б) и длины b (рис.1.7,в) губки. На рис.1.7,г показаны результаты сравнения значений оттягивания прутков различного диаметра, зажатых в цангах на автомате мод. 1А240-6.

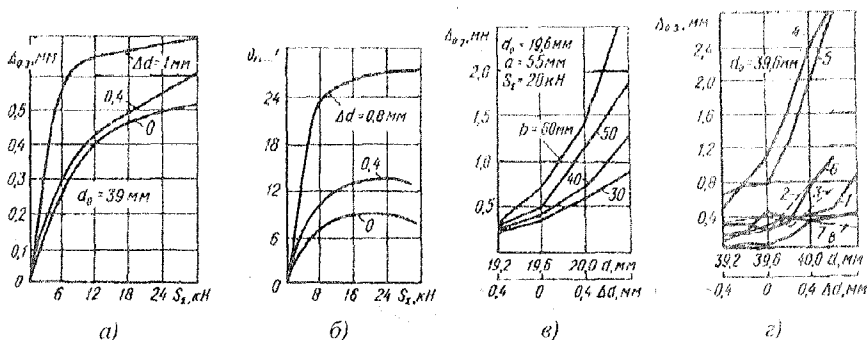


Рис. 1.7. Зависимость оттягивания прутка (а, в, г) и угла поворота губки цанги (б) от ее конструктивных параметров, силы зажима и отклонений диаметра прутка в цангах: 1 – серийной; 2 – с увеличенной длиной лепестка; 3 – с дополнительными прорезями для уменьшения жесткости; 4 – с коническим рабочим отверстием 30° ; 5 – с наружным конусом 31° ; 6 – с круговой образующей конуса; 7, 8 – четырех- и пятилепестковой

Наименьшее оттягивание и наилучшую стабильность зажима по длине обеспечивает пятилепестковая цанга. Неудовлетворительные результаты получены на цангах 4 (с коническим рабочим отверстием 30°) и 5 (с наружным конусом 31°) из-за увеличенного начального углового зазора губки цанги со шпинделем и прутком. Графики зависимости оттягивания $\Delta_{0,3}$ прутка от его диаметра d (рис.1.7,г) показывают, что с увеличением Δd значение $\Delta_{0,3}$ увеличивается, причем интенсивней при $d > d_0 = 39,6$ мм. Это объясняется тем, что наибольший по диаметру пруток раньше схватывается задней частью губок зажимной цанги. Характерно, что величина $\Delta_{0,3}$ меньше у цанг с меньшими значениями разводки и жесткости лепестков, а также с равными углами конусов цанги и шпинделя.

На рис.1.8,а изображена схема измерения радиальных биений шлифовальных каменных оправок (автомат мод. 1А240-6) и их конусности $K=2\theta_0$ (θ_0 – угол перекоса оправки). Замеры показали, что наименьшие биения Δ_r имеют место при $\Delta d = 0,1 \dots 1,2$ мм, а наименьшая конусность – при $\Delta d = 0$ (рис.1.8,б). Отсюда следует, что основным источником биений является не радиальное смещение оси детали, а ее поворот [30, 33, 38].

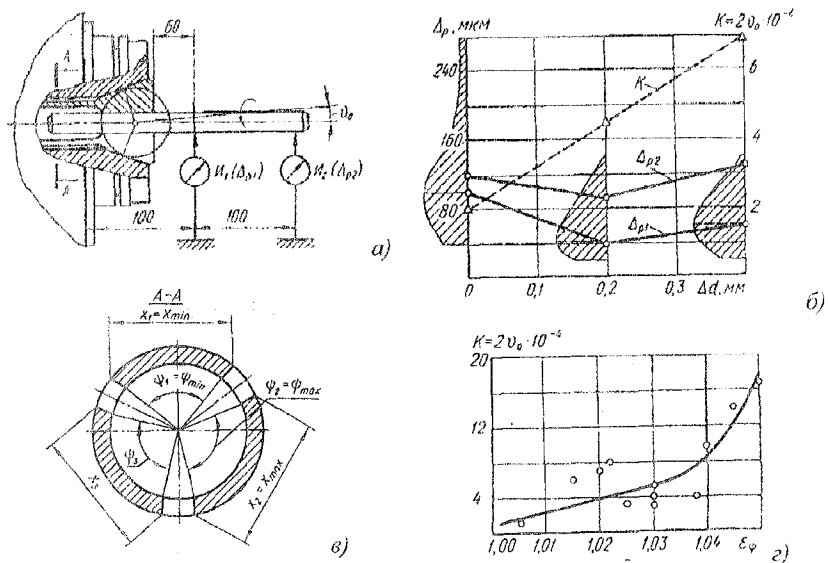


Рис. 1.8. Схема замера (а, в) и зависимости радиальных биений и конусности зажатых в цанговом ЗМ оправок от Δd (б) и погрешности разрезки лепестков цанги по углу (в) ($\epsilon_\psi = x_{max}/x_{min} \approx \psi_{max}/\psi_{min}$)

Влияние неравномерности разрезки лепестков и губок (рис.1.8,в) особенно сказывается на перекосе (конусности K). При неравномерности разрезки до 5% перекос увеличивается в 3 – 4 раза (рис.1.8,з).

При значительном отклонении диаметра оправки в плюс (при $\Delta d > 0,4$ мм) биение и конусность уменьшаются (рис.1.9,а), что объясняется стабилизацией мест контакта, а следовательно, силы зажима. С увеличением базы зажима (длины рабочей части губки b) радиальные биения и перекос K , пропорциональный разности биений ΔM на большем и меньшем вылетах, уменьшается почти линейно (рис.1.9,б). При равных углах конусов цанги и шпинделя влияние длины конусной части a на радиальные биения при $\Delta d > 0$ неопределенно, а при $\Delta d \leq 0$ с увеличением d биения уменьшаются (рис.1.9,в).

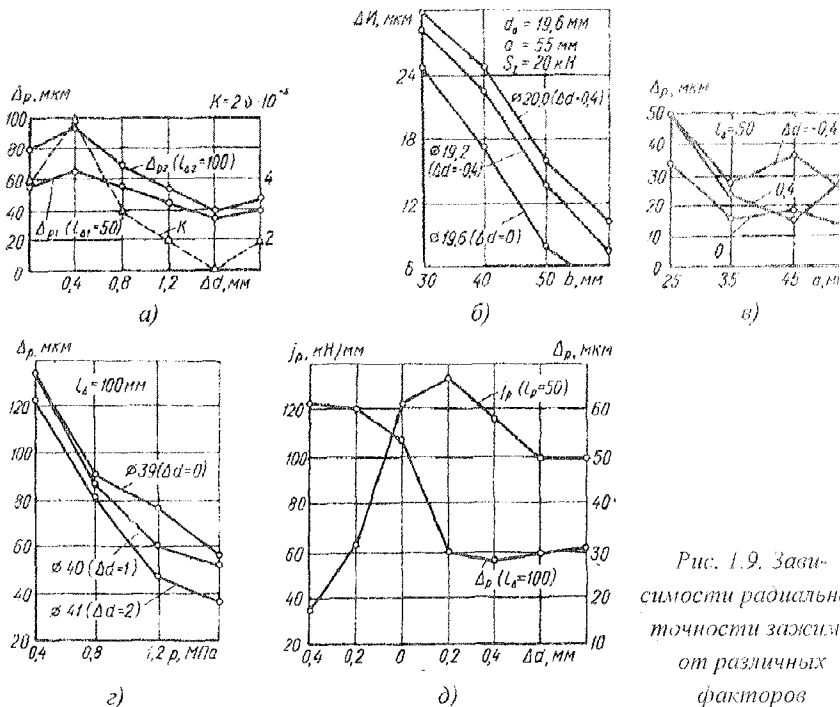


Рис. 1.9. Зависимости радиальной точности зажима от различных факторов

Увеличение силы зажима, приводящее к выборке зазоров (уплотнению контактов), заметно снижает радиальные биения. Так, при увеличении в 4 раза давления масла, пропорционального силе зажима, радиальные биения уменьшаются примерно в 2,5 – 3 раза (рис. 1.9,з).

Между жесткостью зажима и радиальными биениями существует взаимосвязь (рис. 1.9,д). С увеличением жесткости зажима j_p радиальные биения Δp уменьшаются, причем при закреплении заготовки, диаметр которой несколько выше диаметра рабочего отверстия цанги, жесткость и радиальная точность максимальны, так как при этом контакты наиболее плотные [6, 9, 13-15, 21, 30, 55, 56].

1.3. Схемы охвата диапазона размеров заготовок зажимными патронами и их типовые кинематические структуры

Зажимные патроны (ЗП) с дискретной и непрерывно-дискретной схемой охвата получили широкое распространение при зажиме заготовок. Это в

первую очередь объясняется использованием традиционных конструктивных и силовых схем ЗП, обеспечением стабильности характеристик при переходе на другой размер (диапазон размеров) заготовки. Но с уменьшением серийности производства растет количество ЗЭ, возникает необходимость в дополнительных устройствах для автоматизации процесса переналадки, что ведет к увеличению стоимости ЗП или их систем.

Наиболее перспективной является непрерывная схема охвата диапазона размеров заготовок. Но пока она не получила широкого распространения из-за сложности удовлетворения в рамках одной конструкции двух противоречивых требований. С одной стороны – необходимо обеспечить сравнительно высокий уровень сил, которые создают эффект удерживания одной поверхности относительно другой при значительных внешних влияниях, обусловленных силами резания и инерционными нагрузками; с другой стороны – необходимо сохранить этот уровень сил при минимальных затратах на переналадку в широком диапазоне размеров заготовок.

ЗП, реализующие ту или иную схему охвата, имеют типовые кинематические структуры (рис.1.10, 1.11), которые несут информацию о последовательности расположения кинематических пар – передаточно-усилительных звеньев (ПУЗ) и их количестве, передаточном отношении, а также о количестве ЗЭ и числе переналадок [34].

При дискретной схеме охвата (рис.1.10,а) рабочий ход ЗЭ определяется минимальным зазором Δ для прохождения заготовки с максимальным отклонением диаметра между ЗЭ, допуском δ на диаметр заготовки и величиной контактного сближения h_k ЗЭ с заготовкой:

$$y_p \geq \frac{\delta}{2} + \Delta + h_k. \quad (1.4)$$

Рабочий ход трубы зажима определяется рабочим ходом ЗЭ и необходимым уровнем сил зажима:

$$x_T = \frac{y_p}{i_n} = \frac{\delta/2 + \Delta + h_k}{i_n}, \quad (1.5)$$

где i_n – передаточное отношение ЗП, которое определяет уровень сил зажима.

Число сменных ЗЭ (патронов):

$$N = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{\Delta d} + 1 = \frac{\Delta \bar{D}}{\Delta d} + 1, \quad (1.6)$$

где D_{\max}, D_{\min} – максимальный и минимальный диаметр зажима заготовок; Δd – дискретность изменения зажимных элементов; $\Delta \bar{D}$ – диапазон зажима заготовок, обрабатываемых на станке.

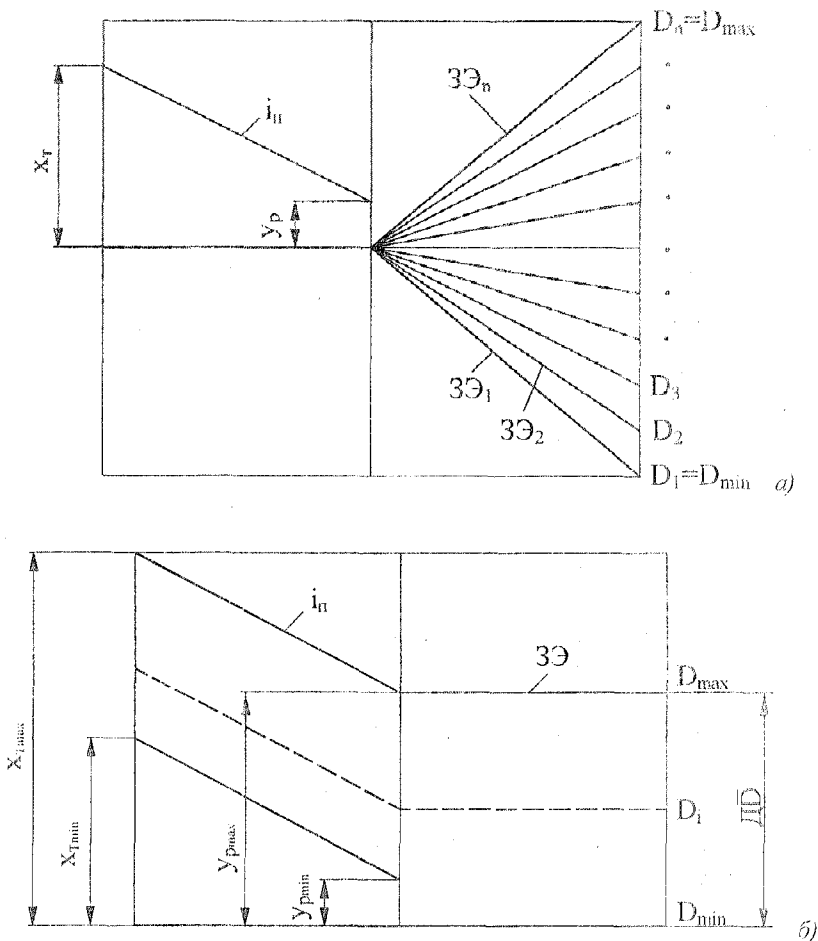


Рис. 1.10. Типовые кинематические структуры ЗП с дискретной (а) и непрерывной (б) схемами охвата

Приняв $D_{\max} = K_d D_{\min}$ получим:

$$N = \frac{D_{\min}(K_d - 1)}{\Delta d} + 1. \quad (1.7)$$

Для непрерывной схемы охвата (рис.1.10,б) рабочий ход ЗЭ при ходе трубы зажима x_T (от $x_{T \min}$ до $x_{T \max}$) должен обеспечивать охват всего рабочего

диапазона заготовок, то есть:

$$y_K \geq \frac{(D_{\max} - D_{\min})}{2} + \Delta + h_K \geq \frac{\Delta \bar{D}}{2} + \Delta + h_K. \quad (1.8)$$

Реализация такой схемы возможна на основе нескольких подходов: увеличение осевого хода привода зажима; повышение i_{Π} за счет использования двух и более ПУЗ [16], самонастройки [9, 27, 55] и эффекта мультипликации [9, 14]; использованием новых физических принципов и явлений.

Увеличение осевого хода привода зажима ведет к увеличению габаритов зажимного механизма, уменьшения быстродействия, усложнения конструкции и ухудшения динамических характеристик ЗМ. Использование второго подхода позволяет охватывать узкий диапазон размеров заготовок, например, при зажиме прутка на токарных автоматах и токарно-револьверных станках, для которых $D_{\max}/D_{\min} \leq 2$.

Перспективным является обеспечение широкодиапазонности за счет использования новых физических принципов и явлений, например, ЗЭ в виде камер постоянного или переменного объема, наполненных сыпучей или текучей средой [30]. Ещё одним примером могут служить ЗЭ, находящиеся при зажиме и разжиме в различных фазовых состояниях.

Непрерывно-дискретная схема охвата (рис.1.11) сочетает в себе дискретную и непрерывную. Она реализуется за счет непрерывного охвата узкого диапазона ΔD и перехода на нужный размерный диапазон манипулированием (смена или позиционирование) ЗЭ (рис.1.11,а). Для расширения диапазона охвата могут использоваться несколько кинематических цепей, конечными звеньями которых служат ЗЭ (рис.1.11,б).

Число переналадок при непрерывно-дискретной схеме охвата:

$$N_{\Pi} = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{\Delta D} - 1 = \frac{\Delta \bar{D}}{\Delta D} - 1, \quad (1.9)$$

где ΔD — диапазон размерных параметров заготовок, охватываемых ЗЭ без переналадки.

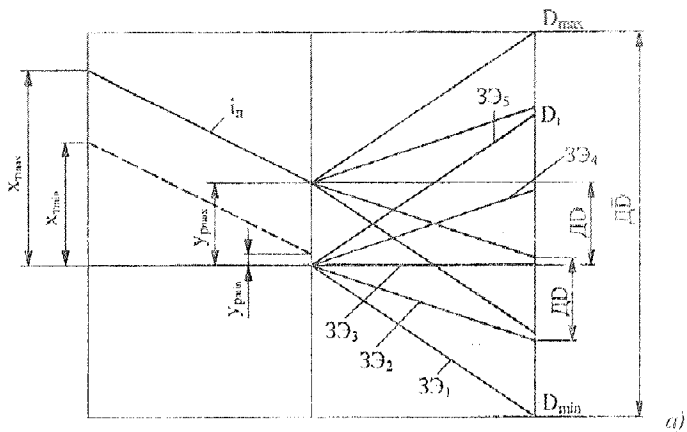
Количество комплектов сменных ЗЭ:

$$n_K = \frac{\Delta \bar{D}}{\Delta D} = N_{\Pi} + 1, \quad (1.10)$$

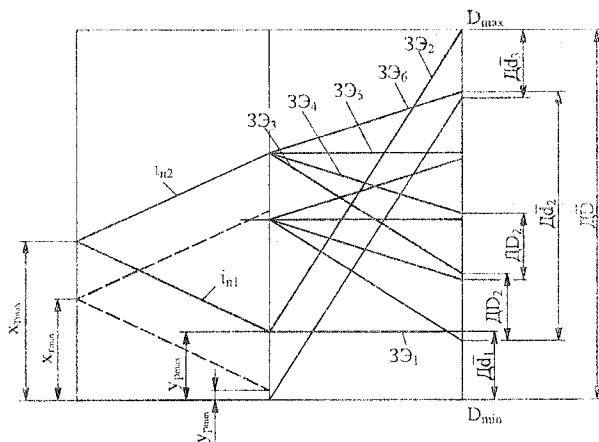
При использовании многопрофильных ЗЭ с возможностью их манипулирования при переналадке, количество комплектов ЗЭ:

$$n_K = \frac{\Delta \bar{D}}{\Delta d}, \quad (1.11)$$

где $\Delta \bar{d}$ — диапазон размерных параметров, охватываемый без смены ЗЭ.



a)



b)

Рис.1.11. Типовые кинематические структуры ЗП с непрерывно-дискретной схемой охвата: а) с одной кинематической цепью; б) с двумя кинематическими цепями

1.4. Графическое изображение основных характеристик зажимных механизмов в виде силовых портретов

Графическое изображение упруго-силовых характеристик системы ЗМ можно представить в виде силового портрета – плоской (или пространственной) картины [30, 55], где изображены зависимости в квадрантах (рис.1.12): *I* – радиальной T_{Σ} силы зажима от осевой S_{Σ} , т.е. силовая характеристика исполнительного элемента – патрона (A_1B_1); *II* – осевой силы S_{Σ} от деформации f_y УСМ, т.е. жесткостная характеристика УСМ (A_2B_2); *III* – деформации f_y УСМ (или перемещение x ПУМ) от отклонения диаметра зажимасмой заготовки Δd , т.е. характеристика влияния Δd или условной обратной связи (A_3B_3); *IV* – радиальной силы T_{Σ} от отклонения диаметра Δd , т.е. выходная силовая характеристика объекта закрепления (A_4B_4) в виде нестабильности силы зажима.

Зависимость или характеристику каждого звена системы ЗМ можно выразить соответствующим показателем, представляющим отношение выходной и входной величин.

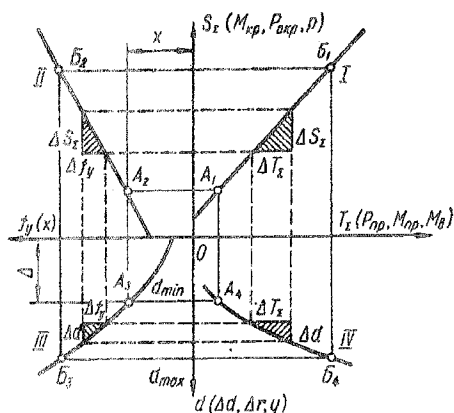


Рис. 1.12. Графическое изображение упруго-силовых характеристик

Отсюда следует, что показателем *I* квадранта (силовой характеристикой патрона) является коэффициент усиления $k_n = \Delta T_{\Sigma} / \Delta S_{\Sigma}$; показателем *II* квадранта (жесткостной характеристикой УСМ) – приведенная жесткость привода, учитывающая все виды деформаций $C_{np} = \Delta S_{\Sigma} / \Delta f_y$; показателем *III* квадранта (характеристикой звена условной обратной связи по положению) – передаточное отношение (или характеристика влияния) $u_o = \Delta f_y / \Delta d$ (или $\Delta x / \Delta d$); показателем *IV* квадранта (силовой характеристикой объекта закрепления) – нестабильность радиальной силы зажима $\varepsilon_T = \Delta T_{\Sigma} / \Delta d$.

На силовом портрете ЗМ (рис.1.13) точкой *A* ($A_1 \dots A_4$) обозначены характеристики, соответствующие минимальному диаметру заготовки; а точкой *B* ($B_1 \dots B_4$) – максимальному. На рис.1.13,а изображены силовые портреты цанговых ЗМ с УСМ, имеющими линейную характеристику или без упругого

звена (УЗ), а также с УЗ в виде предварительно натянутого наката тарельчатых пружин. Оба механизма отрегулированы так, что при зажиме прутки минимального диаметра они создают одинаковые силы $S_{\Sigma \min}$ (точка A_3) и $T_{\Sigma \min}$ (точка A_4). При отсутствии УЗ или при наличии УСМ с крутой линейной характеристикой максимальное значение силы $T_{\Sigma \max}$ (точка B_1) значительно выше, чем при наличии УЗ с пологим участком характеристики (точка B_4).

Использование приводов ЗМ переменной структуры (рис.1.13,б) при точно фиксированном положении подвижного упора даже при цанговом патроне дает такое же отклонение силы T_{Σ} при жестком УЗ (кривая A_4B_4 на рис.1.13,б), как обычный механизм с клиновым патроном. Практически полная стабилизация силы T_{Σ} при механизме переменной структуры с дополнительным подводом энергии достигается при использовании патронов с $k_n = const$ (прямая $A'_4B'_4$ параллельно оси Δd). На рис.1.13,в приведен портрет цангового зажимного механизма (ЦЗМ) с геометрическим замыканием, муфта замыкания которого имеет несколько участков замыкания.

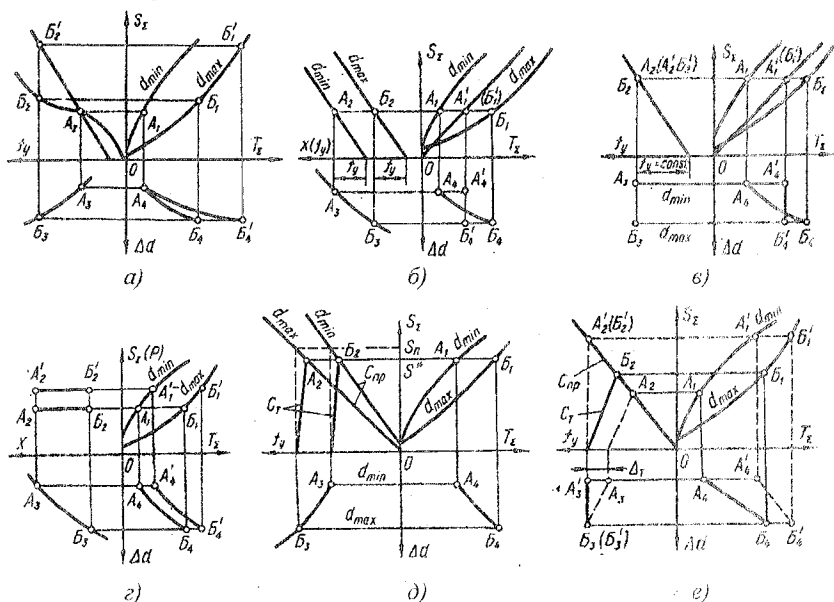


Рис. 1.13. Силовые портреты цанговых ЗМ:

а – с геометрическим замыканием; б – переменной структуры (или с автоматическим регулированием в приводе); в – с несколькими участками геометрического замыкания; г – с силовым замыканием; д, е – с самоторможением

Силовой портрет ЦЗМ с силовым замыканием изображен на рис.1.13,а при двух регулировках механизма (для двух давлений p или осевой силы S_{Σ} - прямые A_2B_2 и A_2B_2'). Варианты силового портрета для ЗМ с самоторможением показаны на рис. 1.13,д,е.

Силовые портреты явились основой графоаналитического метода расчета ЗМ, инструментом поиска новых ЗМ, способов стабилизации и регулирования их характеристик.

При непостоянной силовой характеристике патрона стабилизация осевой силы в приводе ($S_{\Sigma} = const$) не обеспечивает постоянства выходной суммарной радиальной силы зажима T_{Σ} , которая в общем случае равна $S_{\Sigma}k_n$, где $S_{\Sigma} = S_0 + \Delta S_{\Sigma}$ - суммарная осевая сила на входе патрона, создаваемая приводом и состоящая из постоянной части S_0 при $d = d_0$ ($\Delta d = 0$) и переменной части ΔS_{Σ} , зависящей от Δd ; $k_n = k_0 + \Delta k_n$ - коэффициент усиления патрона с клиновым передаточно-усилительным звеном, состоящий из постоянной части при $\Delta d = 0$ (если пренебречь изменением коэффициента трения в клиновом или коническом сопряжении) и переменной части Δk_n , зависящей от изменения условий контактирования при $\Delta d \neq 0$. Отсюда

$$T_{\Sigma} = (S_0 + \Delta S_{\Sigma})(k_0 + \Delta k_n) = S_0 k_0 + \Delta S_{\Sigma} k_0 + (S_0 + \Delta S_{\Sigma}) \Delta k_n. \quad (1.12)$$

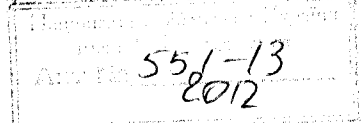
Обозначим через $T_{\Sigma} = S_0 k_0$ максимально необходимую радиальную силу, удерживающую заготовку от смещения при резании; $T_{\Sigma 1} = \Delta S_{\Sigma} k_0$ - приращение радиальной силы из-за изменения осевой силы в приводе, вызванного изменением натяга системы; $\Delta T_{\Sigma 2} = (S_0 + \Delta S_{\Sigma}) \Delta k_n$ - приращение из-за изменения коэффициента усиления патрона. Таким образом, $T_{\Sigma} = T_{\Sigma 0} + \Delta T_{\Sigma 1} + \Delta T_{\Sigma 2}$.

Составляющие T_{Σ} для широко распространенных ЗМ с силовым и геометрическим замыканием показаны на силовых портретах (рис.1.14).

В силовом портрете ЗМ с силовым замыканием (рис.1.14,а) (например, с гидроприводом при давлении жидкости $p = const$) и клиновым или рычажным кулачковым патроном с постоянным коэффициентом усиления ($k_n = const$) $\Delta T_{\Sigma 1} = 0$, $\Delta T_{\Sigma 2} = 0$. В силовом портрете ЗМ с геометрическим замыканием, линейным упругим звеном и затяжной цангой (рис.1.14,б) ΔS_{Σ} и Δk_n зависят от Δd , т.е. такой механизм нестабилен по силе и не может обеспечить $T_{\Sigma} = T_{\Sigma 0} = const$, так как из-за нестабильности характеристик привода и патрона $\Delta T_{\Sigma 1} \neq 0$ и $\Delta T_{\Sigma 2} \neq 0$, а при $\Delta d > 0$ величины $\Delta T_{\Sigma 1} > 0$ и $\Delta T_{\Sigma 2} > 0$.

При определенных допущениях при $\Delta d > 0$ (рис.1.14,б):

$$\Delta T_{\Sigma 1} = C_{np} \Delta f \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_0) = 0,5 C_{np} \Delta d \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_0) \operatorname{ctg} \alpha; \quad (1.13)$$



$$\Delta T_{\Sigma 2} = \left(S_0 + 0,5 C_{np} \Delta d \operatorname{ctg} \alpha \right) \frac{2 K_d \Delta d}{1 - K_d \Delta d}, \quad (1.14)$$

где C_{np} - жесткость привода; $\Delta f = 0,5 \Delta d \operatorname{ctg} \alpha$ - дополнительный натяг упруго системы привода; φ_0 - угол трения в коническом сопряжении при точечном или линейном продольном контакте, равный углу трения в плоском клиновом сопряжении; α - половина угла конуса цапги; $K_d \approx \frac{b}{2(l_n + 0,5b) \Delta d_{\max}}$ - коэф-

фициент, учитывающий изменения условий контакта цапги со шпинделем прутком в продольном сечении (b, l_n — длина губки и лепестка цапги $\Delta d_{\max} = d_{\max} - d_0$ - максимальное отклонение диаметра прутка от диаметра рабочего отверстия цапги).

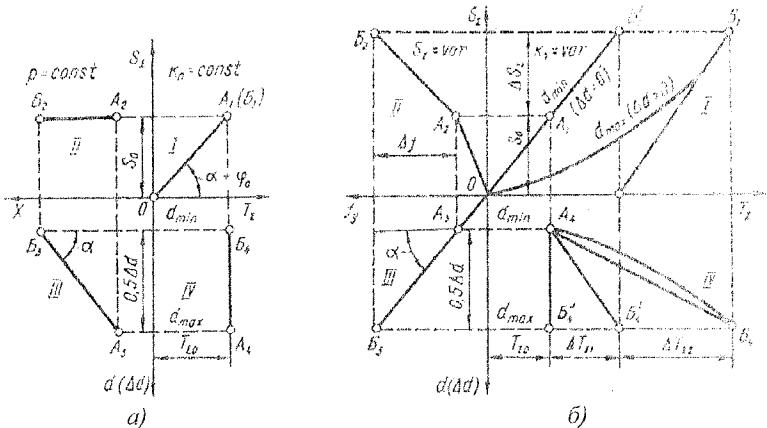


Рис. 1.14. Силовые портреты ЗМ с силовым замыканием и клиновым патроном (а), с геометрическим замыканием и цапговым патроном (б) (обозначения аналогичны рис. 1.13)

Для стабилизации и регулирования силовых характеристик ЗМ в ее упрощенной функциональной схеме (рис.1.15,а), как в замкнутой системе выделяют передаточно-усилительный механизм (ПУМ) и упругую систему механизма (УСМ), которые составляют привод зажима (Пр), питаемый от источника энергии (Э) и управляемый узлом управления (УУ).

На выходе Пр создается осевая сила S_{Σ} , определяемая деформацией f_j УСМ при определенных перемещениях x ПУМ. Эта сила, приводя в движение патрон (П), усиливаясь и преобразуясь в радиальное перемещение u_r зажимных элементов, создает радиальную силу T_{Σ} , воздействующую на деталь (Д) с определенными отклонениями диаметра Δd .

С точки зрения автоматического управления в качестве параметра регулирования является сила взаимодействия T_{Σ} зажимных элементов патрона (II) с поверхностью детали (II), пропорциональная контактным сближениям в их сопряжении. В этом случае на суммирующие элементы в цепи основного контура системы ЗМ, например, с геометрическим замыканием (рис.1.15,б),

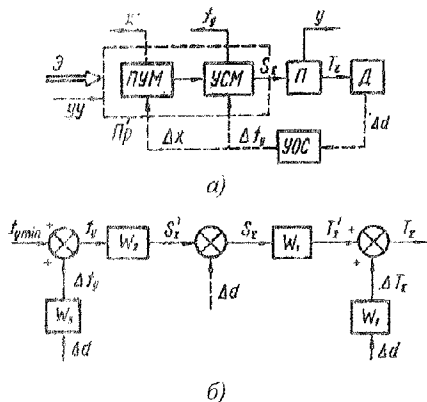


Рис. 1.15. Упрощенная функциональная (а) и структурная (б) схемы ЗМ

будет действовать дискретное возмущающее воздействие в виде отклонения диаметра Δd . Причем это воздействие на входе упругой системы механизма с передаточной функцией W_2 выражается через передаточную функцию W_3 как характеристика влияния, а после УСМ на входе патрона – непосредственно. Суммирующий элемент можно разместить после патрона, добавив в этой ветви фиктивное звено с передаточной функцией W_1 .

Методы стабилизации силы T при отклонениях размера заготовки

Δd определяются зависимостью

$$\varepsilon_T = \varepsilon_k S_{\Sigma} + \varepsilon_S k_{nmax} = \varepsilon_k S_{\Sigma} + \varepsilon_S k_n + \varepsilon_S \varepsilon_k \Delta d, \quad (1.15)$$

где $\varepsilon_k = \Delta k_n / \Delta d = (k_{nmax} - k_{nmin}) / \Delta d$ - показатель неустойчивости коэффициента усиления патрона; ε_S - показатель неустойчивости осевой силы, развиваемой приводом; k_{nmax}, k_{nmin} - максимальный и минимальный коэффициенты усиления патрона; $S_{\Sigma} = S_{\Sigma min}$ - минимально допустимая сила в приводе.

Из зависимости следует, что $\varepsilon_T = 0$ при условиях: 1) $\varepsilon_k = 0$ ($k_n = const$); $\varepsilon_S = 0$ ($S_{\Sigma} = const$); 2) $\varepsilon_k S_{\Sigma} = -\varepsilon_S k_{nmax}$, т.е. при $k_n = var$ ($S_{\Sigma} = var$) величину S_{Σ} или k_n необходимо регулировать.

Первое условие обеспечивается при использовании клиновых и кулачковых патронов с приводами силового замыкания, самонастраивающихся, переменной структуры; самонастраивающихся цапговых патронов (СЦП) с приводами геометрического замыкания и т. д. Второе условие обеспечивается в высокоточных ЗМ при использовании патронов с коэффициентом усиления $k_n = var$, к которым в основном относятся цапговые, за счет автоматического регулирования (давления в приводах с силовым замыканием, жесткости УСМ в приводах с геометрическим замыканием, коэффициента усиления патрона или

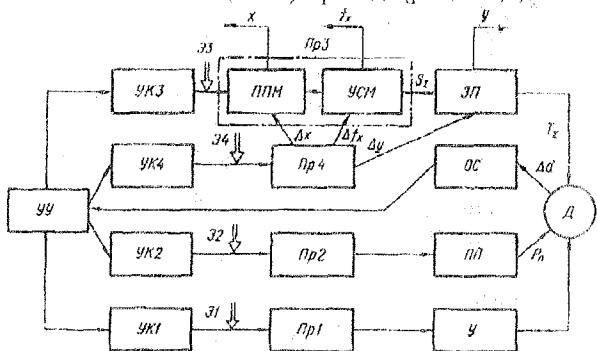
привода и т.д.). При этом

$$T_{\Sigma} = const = S_{\Sigma min} k_{nmax} = S_{\Sigma max} k_{nmin} = S_{\Sigma} k_{nm}$$

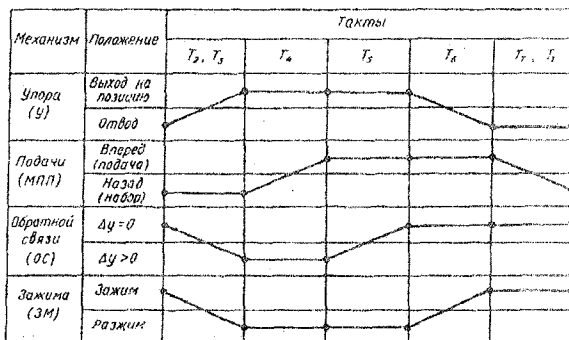
Стабилизация силы зажима способствует стабилизации жесткости и точности системы П - Д, повышению точности обработки.

Метод обеспечения стабильной силы зажима (независимо от отклонения диаметра Δd) в соответствии с силовыми портретами ЗМ должен предусматривать автоматическую компенсацию зазоров в системе ЗМ при загрузке заготовок, например, при подаче прутка или после нее.

Для реализации этого метода должна быть введена обратная связь (ОС) компенсирующая отклонение Δd в виде сигнала, выбирающего радиальный зазор Δy в патроне или свободный осевой ход Δx в передаточном преобразовательном механизме (ППМ) привода (рис. 1.16, а).



а)



б)

Рис. 1.16. Общая функциональная схема (а) и тактограмма работы механизмов подачи, упора, зажима прутка и устройства обратной связи (самонастройки) для предварительной выборки зазоров в системе ЗМ пруткового автомата (б):

УУ - узел управления; УК1... УК4 и Пр1... Пр4 - управляющие кулачки и приводы механизмов упора, подачи, зажима, самонастройки; Э1... Э4 - энергия, подводимая к Пр1... Пр4; ЗП и ПП - зажимной и подающий патроны; У - упор; ОС - обратная связь; Д - деталь

Возможно также изменение жесткости $\Delta f_x = f(\Delta d)$, компенсирующее колебание силовой характеристики патрона (при $k_n = \text{var}$). Наиболее выгодным в условиях модернизации существующих прутковых автоматов является создание самонастраивающихся ЗМ с элементами самонастройки в патроне или приводе при выполнении ОС, управляющего кулачка (УК) и привода (Пр) как одного целого. В этом случае могут быть сохранены конструктивное исполнение и функциональная схема механизмов подачи, упора и зажима прутка базового автомата, но изменена тактограмма их работы (рис.1.16,б).

Использование патронов с переменным коэффициентом усиления, который с увеличением силы S_Σ уменьшается, позволяет дополнительно стабилизировать силу T_Σ (рис.1.17,а) при тех же характеристиках упругой системы механизма (УСМ). К таким патронам относят цапговый патрон с

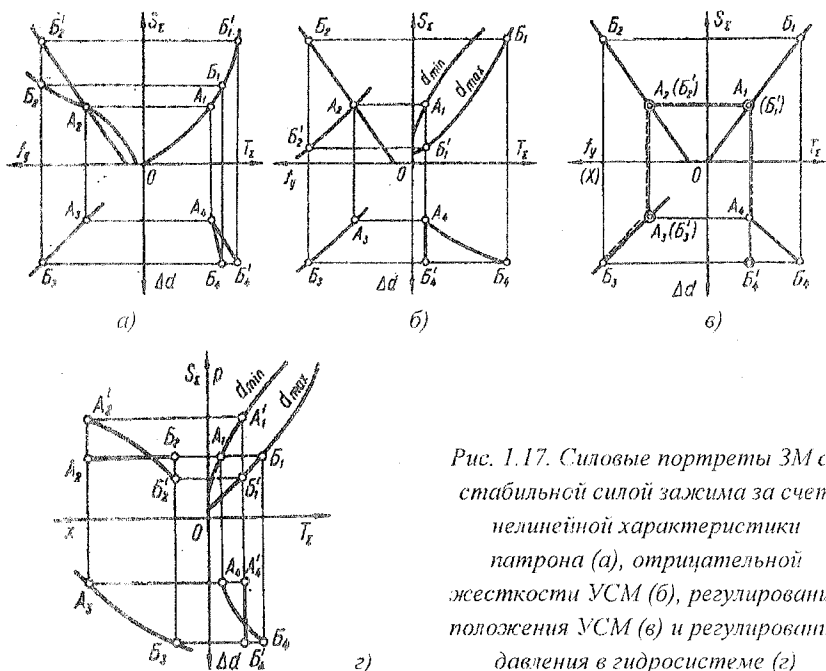


Рис. 1.17. Силовые портреты ЗМ со стабильной силой зажима за счет нелинейной характеристики патрона (а), отрицательной жесткости УСМ (б), регулирования положения УСМ (в) и регулирования давления в гидросистеме (г)

двойным зажимом. Стабилизация силы T_Σ при использовании цапговых патронов с постоянным коэффициентом усиления k_n требует создания УСМ (УЗ) с такой характеристикой (отрицательной или обратной), при которой диаметру d_{\min} соответствует большая жесткость УСМ (УЗ), а диаметру d_{\max} - меньшая (кривая A_2B_2' на рис.1.17,б). Если рассматривать ЗМ как замкнутую

систему с потенциальной энергией и представить его пружиной высокой жесткости, то, автоматически регулируя жесткость УСМ, можно управлять энергией механизма. Можно представить себе ЗМ с аккумулятором энергии, которая расходуется больше при зажиме прутков с d_{\min} и, наоборот, аккумулируется при зажиме прутков с d_{\max} , т.е. расход энергии всего ЗМ зависит от конкретного диаметра зажимаемой заготовки d (или Δd).

Полной стабилизации силы T_{Σ} можно достигнуть, применяя автоматическое управление по положению, стабилизирующее натяг УСМ. Сигнал на управление можно получить от заготовки (измерение ее диаметра d), от самой УСМ (измерение ее деформации или отклонения от номинальной). Сохранение $f_{\nu} = const$ достигается изменением хода x , например, при регулировке гайки трубы зажима (точка B_3 совпадает с точкой A_3 , B_2 , с A_2 на рис.1.17,б). В ЗМ с силовым замыканием, например, с гидронепивоприводом стабилизация силы T при изменении Δd может быть достигнута регулированием давления (рис.1.17,г).

1.5. Силовые потоки и контуры в зажимных механизмах

В ЗМ передача энергии идет от источника энергии с преобразованиями и усилениями к исполнительному звену, создающему необходимую силу зажима объекта (заготовки, детали, инструмента, рабочего органа или его элемента) для надежного его удерживания в процессе выполнения технологических и вспомогательных операций. Такую передачу энергии можно представить в виде силовых потоков от привода к патрону (табл.1.3), рассматривая различные направления на входе и выходе [14, 25].

Вид и количество приводов и передаточно-усилительных звеньев существенно влияют на вид силового потока (или силовых потоков), что в конечном итоге при определенной форме закрепляемого объекта определяют конструктивную схему ЗМ и его энергетические показатели.



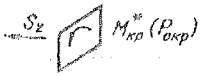

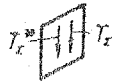
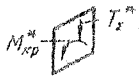
Рассмотрим на примере цанговых ЗМ.

Для цанговых патронов характерно наличие передаточно-усилительного звена (ПУЗ), чаще всего выполненного в виде конуса, ось которого совпадает с осью шпинделя (патрона). Таким образом, в традиционных схемах цанговых ЗМ последнее звено силового потока имеет следующее сочетание сил (табл.1.3, поз.2): осевая S_{Σ} - радиальная T_{Σ} , нормальная к поверхности зажима. Выбор принципов цангового или другого вида зажима, в том числе неизвестного, сводится к реализации сочетаний сил: 1) осевая S_{Σ} - осевая S_{Σ} ; 2) осевая S_{Σ} - окружная $P_{окр}$; 3) окружная $P_{окр}$ (крутящий момент) - радиальная T_{Σ} ; 4)

радиальная T_x - радиальная T_Σ и т.д. Возможно сочетание направлений силового потока как из 3 по 2, так и из 3 по 3. Например, осевой силой S_x создаются радиальная сила зажима T_x и крутящий момент $M_{кр}$ (табл.1.3, поз.10).

Таким образом, сочетания сил $S_x, T_x, P_{окр}$ (M_x) с соответствующим им цифровым кодом 1, 2, 3 позволяют реализовать различные способы закрепления не только в цанговых, но и других патронах. Силы и моменты могут быть расположены в одной, двух или нескольких вертикальных или горизонтальных плоскостях.

Таблица 1.3. Силовые потоки в системе привод-патрон 3М при зажиме вращающихся объектов

№ п/п	Схема	Вход (Привод)	Выход (Патрон)	Код силового потока
1.		S_Σ	S_Σ^*	1-1
2.			T_Σ	1-2
3.			$M_{кр}^* (P_{окр})$	1-3
4.		T_Σ^*	S_Σ^*	2-1
5.			T_Σ	2-2
6.			$M_{кр}^*$	2-3

7.		$M_{кр}$	S_{Σ}^*	3-1
8.			T_{Σ}	3-2
9.			$M_{кр}^*$	3-3
10.		S_{Σ}	$T_{\Sigma}, M_{кр}^*$	1-23
11.		T_{Σ}^*	$S_{\Sigma}^*, M_{кр}^*$	2-13
12.		$M_{кр}$	$T_{\Sigma},$	3-12
* Выполнение обратной функции; $S_{\Sigma} \rightarrow 1$; $T_{\Sigma} \rightarrow 2$; $M_{кр} \rightarrow 3$				

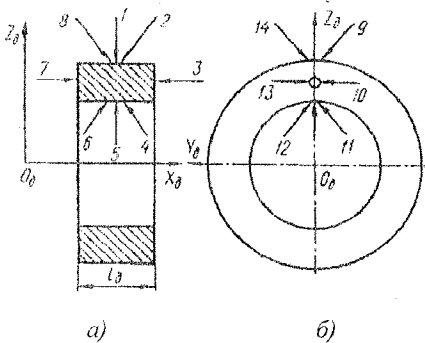


Рис. 1.18. К выбору типа зажимного патрона по направлению результирующего усилия зажима

Зажим цилиндрической детали можно осуществлять силой S_{Σ} или моментом M , от привода, создающими направление зажимного усилия. В плоскости оси детали существует 8 (рис.1.18,а), а в перпендикулярной плоскости — 6 таких направлений (рис.1.18,б), определяющих тип зажима и зажимного патрона: 1, 5 — радиальный наружный и внутренний; 3, 7 — торцевой к патрону и от патрона; 9, 14 и 11, 12 — заклинивающий наружный и внутренний; 2, 8 и 4, 6 — угловой

наружный и внутренний; 10, 13 – поводковый наружный или внутренний; комбинированный параллельного или последовательного действия, представляющий сочетание нескольких направлений. Для зажима прутков можно применять только наружный зажим (радиальный, заклинивающий, угловой и комбинированный) с направлениями зажимного усилия 1, 2, 8, 9, 14.

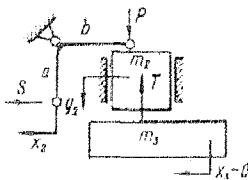
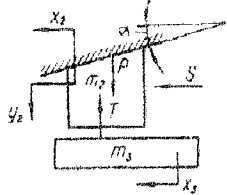
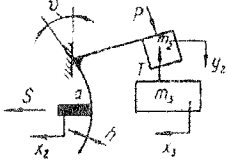
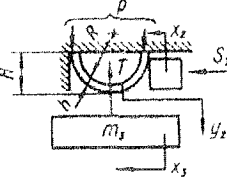
Основные показатели зажима во многом определяются типом патрона и схемой замыкания в нем зажимных сил. В зажимных патронах в зависимости от требуемого хода зажимных элементов (ЗЭ), силы и точности зажима передаточно-усилительные звенья разделяют на типы с соответствующим кодом обозначения (табл.1.4): рычажные (Р), клиновые (К), мембранные (М), упругие (У) и их сочетания. По типу ПУЗ часто определяется название зажимного патрона.

В замкнутой системе ЗМ силовой контур зажимного патрона (табл.1.5) может быть замкнутым (радиальные силы зажима представляют замкнутый многоугольник в плоскости, перпендикулярной оси патрона), разомкнутым (силы зажима параллельны оси патрона) и комбинированным (силы зажима действуют в двух плоскостях и сходятся к вершине многогранной пирамиды). В свою очередь, замкнутый силовой контур патрона может быть открытым (зажимные элементы не охвачены общим корпусом) и закрытым, что определяется типом последнего ПУЗ патрона.

Когда известны тип станка, вид заготовки и производимой с ней операции принцип зажима сводится к поиску оптимальной (рациональной) схема базирования и зажима. Например, при токарной обработке прутков основные способы закрепляются и принципы цангового зажима сводятся к представленным в табл.1.6. При выборе принципа зажима необходимо руководствоваться такими критериями, как конструктивная целесообразность, совершенство структуры и схемы, стоимость изготовления, энергоёмкость, надёжность работы, габариты, металлоёмкость, технологичность и т. д.

Принцип зажима во многом определяется типом и размерами детали. Прутковая заготовка характерна изменяемым соотношением диаметрально-длинных параметров (табл.1.7) Для деталей с одним вырожденным или гиперболизированным размером число способов зажима сокращается. Например, деталь типа мембраны можно зажимать только по плоскости, так как значение толщины (длины) стремится к нулю и наоборот, пруток или проволоку можно зажимать и поддерживать вдоль оси, а для исключения прогибов – в двух и более местах.

Таблица 1.4. Параметры передаточно-усилительных звеньев зажимных патронов

Код	Схема ПУЗ и структура патрона с обозначением степеней свободы системы П - Д	Тип, передаточное отношение	Ход ЗЭ y_2 , мм
Р		Рычажное $\frac{y_2}{x_2} = \frac{b}{a}$	0,1...10
К		Клиновое $\frac{y_2}{x_2} = \operatorname{tg} \alpha$	0,2...4
М		Мембранное $\frac{y_2}{x_2} = f(S, a, b, h, \vartheta, \dots)$	0,1...0,2
У		Упругое $\frac{y_2}{x_2} = f(S_{\Sigma}, h, H, R)$	0,001...0,1

Примечание. Условные обозначения: m_2, x_2 - масса и перемещение зажимного элемента ЗЭ; m_3, x_3 - масса и перемещение детали Д; S, T - соответственно входная и выходная силы зажима в патроне, приходящиеся на один ЗЭ; P - выходная сила ПУЗ; $a, b, \alpha, h, \vartheta, H, R$ - геометрические параметры ПУЗ.

Таблица 1.5. К выбору типа зажимного патрона по силовому контуру и замыканию

Силовой контур		Тип патрона	Условное изображение патрона		Схема замыкания сил зажима	Показатели радиальной точности зажима
			продольное	поперечное		
ЗАМКНУТЫЙ	Открытый	Рычажный (Р)				$\Delta_p \uparrow$ $K \uparrow$
		Мембранный (М)				$\Delta_p \downarrow$ $K \downarrow$
	Закрытый	Клиновой (К)				$\Delta_p \uparrow \downarrow$ $K \uparrow$
		Упругий (У)				$\Delta_p \downarrow$ $K \rightarrow 0$
РАЗОМКНУТЫЙ	Торцевой	-				$\Delta_p \uparrow \downarrow$ $K \rightarrow 0$
						$\Delta_p \downarrow$ $K \rightarrow 0$
КОМБИНИРОВАННЫЙ		Клинорупругий (КУ)				$\Delta_p \downarrow$ $K \rightarrow 0$

Примечание. Условные обозначения: Δ_p и K - соответственно радиальное биение и конусность на определенном вылете; \downarrow - меньше; \uparrow - больше.




Таблица 1.6. К выбору способа цангового зажима прутки

Зажим		Схема зажима
Код	Исполнение	
П ₁	Одинарный	
П ₂	С дополнительной поддержкой	
П ₃	С передним люнетом	
П ₄	Двойной с одной стороны	
П ₅	Двойной с двух сторон	

Таблица 1.7. Классификация деталей типа тел вращения по безразмерным коэффициентам диаметрально-длинновым параметрам

Длинновой параметр				Толщина t	Высота H		Длина L			
Параметр металлоемкости	d	$\beta_1(\beta_M)$		$\rightarrow 0$	< 1		> 1			
		α_d	α_l	$\geq 0,001$	$\geq 0,01$	$\geq 0,1$	≥ 1	$\geq 3 \dots 5$	≥ 20	≥ 1000
				$\leq 0,01$	$\leq 0,1$	≤ 1	$\leq 3 \dots 5$	$< 10 \dots 20$	< 1000	
Сплошная	= 0	= 0	= 0,5	Пластина	Диск	Блен	Ось Палец	Вал	Штифт	Проволока
Толсто-стенная	пустотелая $\neq 0$	> 0	$< 0,5$	Мембрана	Палец	Кольцо	Втулка	Цилиндр	Штифт	Труба
		$< 0,3$	$> 0,1$	Прокладка	Штифт					
Тонко-стенная	пустотелая $\neq 0$	$> 0,3$	$< 0,1$	Пружинное кольцо	Штифт	Штифт	Штифт	Штифт	Штифт	Трубка
		$\rightarrow 1$	$\rightarrow 1$		Штифт	Штифт	Штифт	Штифт	Штифт	

Примечание. Количество вариантов (способов) механического зажима:

 много,  среднее;  мало

Поиск принципов зажима, структур ЗМ и устройств регулирования и стабилизации силовых характеристик ЗМ можно проводить, используя комбинаторные алгоритмы, представляющие комбинаторные вычисления из набора специальных методов и приемов, например, техники «игры на двоичность». Алгоритм суммирования абстрактного числа единиц позволяет решать задачу «в лоб». При этом систему ЗМ записывают (морфологическое описание) в виде слова, например, из четырех разрядов по функциональному описанию ε_T и общей структуре ЗМ (рис.1.19).

Зажимной механизм с функцией ε_T - привод (Пр) с функцией ε_S (Э1) + патрон (П) с функцией ε_K (Э2) + два дополнительных устройства, каждое из которых изменяет по одной функции (или одно устройство, изменяющее две функции), т.е. Э3 и Э4. Используя технику «игры на троичность», полагаем, что нулевому значению функции соответствует цифра (0), положительному (+1),

отрицательному $-(-1)$. Таким образом, для ЗМ количество ячеек памяти (при числе элементов структуры $n = 4$) равно $3^n = 3^4 = 81$ и хранение информации выглядит в виде множества ячеек памяти (табл.1.8). В общем случае ЗМ с точки зрения стабилизации или регулирования силовой характеристики может иметь вес функции от -4 до $+4$. При весе функции ε_T , равном нулю, ЗМ имеет стабильную радиальную силу зажима $T_y = const$, не зависящую от отклонения диаметра заготовки Δd , так как $\varepsilon_T = 0$.

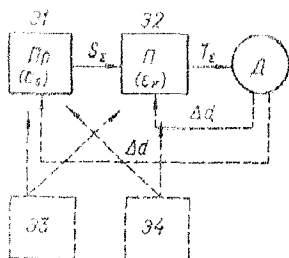


Рис. 1.19. Структурно-функциональная схема ЗМ

Таблица 1.8. Ячейки памяти в двоичной системе для направленного поиска ЗМ с заданными силовыми характеристиками

Ячейки памяти	ЗМ с функциями				Все функции ε_T
	ε_S		ε_K		
	Э1	Э2	Э3	Э4	
1	0	0	0	0	0
2	0	0	0	1	1
3	1	0	0	0	1
4	1	0	0	1	2
5	1	-1	-1	1	0
6	1	-1	0	1	1
7	1	-1	0	0	0
...
41	1	1	1	1	4
81	-1	-1	-1	-1	-4

Изложенные приемы и принципы по определенным алгоритмам целесообразно применять при создании ЗМ с регулированием различных характеристик (не только силы, но и жесткости, точности, быстродействия и т.д.), а также при создании широкодиапазонных (в частности широкодиапазонных патронов) и быстроперенастраиваемых ЗМ.

1.6. Особенности структурно-схемного и параметрического синтеза зажимных механизмов

Структурно-схемный синтез ЗМ можно осуществить варьированием структур и схем для наилучшего решения на необозримом (в смысле полного перебора) множестве известных и неизвестных в инженерной практике вариантов. Подход к структурной оптимизации [1, 23, 25, 29, 30, 53] использован для синтеза структур и схем ЗМ прутковых автоматов с применением

специальных методов и приемов, разработанных в Киевском политехническом институте. Методы структурно-схемной оптимизации являются дальнейшим развитием и расширением методов параметрической оптимизации IV уровня.

С инженерной точки зрения разные структуры рассматриваемого ЗМ отличаются друг от друга числом и конструкцией элементов, характером связи между ними и т.д. С математической точки зрения, если при постановке задач схемной и параметрической оптимизации (по одному и тому же критерию качества) для двух вариантов ЗМ нельзя задать одинаковые целевые функции и функции ограничений, эти варианты имеют различную структуру, т.е. для различных структур различные по постановке задачи схемной и параметрической оптимизации.

При синтезе структур и схем, как и при параметрическом синтезе, под критерием качества подразумевают физико-технические, экономические, технологические, эксплуатационные и другие показатели (объем, массу, силу, жесткость, точность, долговечность, компактность, технологичность, стоимость, трудоемкость и т.д.), по величине которых (для любых двух и более ЗМ) можно выбрать лучший.

Обобщенный набор переменных, который используется при постановке задач структурной и схемной оптимизации, представляет собой множество структурных элементов и схемных связей. Сложная структура системы ЗМ имеет многоуровневое иерархическое деление на все более простые элементы.

Для сложных систем ЗМ постановка и решение задачи структурной оптимизации сталкивается с двумя затруднениями: 1) получается слишком большое число переменных; 2) структурные переменные на разных уровнях имеют слишком неравноценное влияние на критерии качества, что приводит к заведомо большому числу малоэффективных шагов поиска. Указанные затруднения можно преодолеть при постановке задачи структурной оптимизации и выборе переменных, разделив многоуровневую задачу на большое число менее сложных двухуровневых задач, которые лучше рассматривать последовательно сверху вниз.

При проектировании ЗМ задачи структурной оптимизации можно решать с применением ЭВМ на трех уровнях, ориентируясь на двухуровневые задачи.

После структурно-схемного синтеза выбор конструкции ЗМ и расчет его оптимальных параметров является завершающей стадией оптимального конструирования с анализом его работы в процессе зажима-разжима и при резании. В ЗМ параметрическая оптимизация должна быть поэтапной: 1) из условия обеспечения требуемого технологического процесса находится оптимальная сила зажима детали в патроне; 2) по важности характеристик патрона определяются его оптимальные параметры, и рассчитывается входная

сила от привода зажима; 3) исходя из минимального расхода энергии для открытого контура привода (иногда и для закрытого) и высокого к.п.д. (или коэффициента усиления) для закрытого контура оптимизируются интегральные параметры (давление, жесткость упругого звена, передаточные отношения); 4) исходя из габаритов, вписываемости в конкретные пространства, минимальной металлоемкости, высокой прочности, долговечности и заданного быстродействия оптимизируются геометрические параметры приводов и патронов с дальнейшим кинематическим и динамическим исследованием с целью корректировки характеристик и подбора мощности источника и преобразователей энергии. Процесс конструирования ЗМ (рис.1.20) целесообразно разделить на два основных этапа: выбор схем патрона, привода, системы управления и разработка конструкции узлов и наиболее ответственных элементов. При выборке схем выбираются места расположения элементов и формы связей, распределяются между ними функции, что позволяет наметить и определить некоторое множество B схем $C_{vi}(C_{vi} \in B)$. Когда схемы патронов C_{xi} и соответствующих им приводов выбраны, их подвергают всестороннему разбору, критике и сравнительной оценке. Анализ этих вариантов позволяет отобрать из них наиболее целесообразные, которые по определенным признакам могут быть расставлены в ряд из p членов с учетом весомости значения по одному из важных показателей или по комплексному показателю. Число p членов ряда может оказаться значительно меньшим количества членов i множества $B(p < i)$. При выборке конструкций начинается параметрическая оптимизация.

Для упрощения решения задач параметрической оптимизации ЗМ целесообразно рассматривать не всю систему ЗМ, а ее элементы, т.е. отдельно привод (Пр) и отдельно патрон (П). В противном случае при числе варьируемых параметров более 3, характеризующих мерность задач, решение будет рассматриваться в k -мерном гиперпространстве и в этом случае, например, при задачах линейного программирования, область допустимых решений (ОДР) будет представлять собой многогранник в k -мерном гиперпространстве, а оптимальным решением являются координаты такой вершины ОДР, в которой целевая функция приобретает минимальное или максимальное значение.

Переменные (или варьируемые) параметры ЗМ могут быть непрерывными и дискретными. Непрерывные переменные могут принимать любые значения в результате решения задачи оптимизации (геометрические линейные размеры, передаточное отношение, сила, давление, жесткость и т.д.). Дискретные переменные могут принимать только целочисленные значения (число кулачков, разрезов в канге, пружин в пакете и т.д.), а иногда и кратные

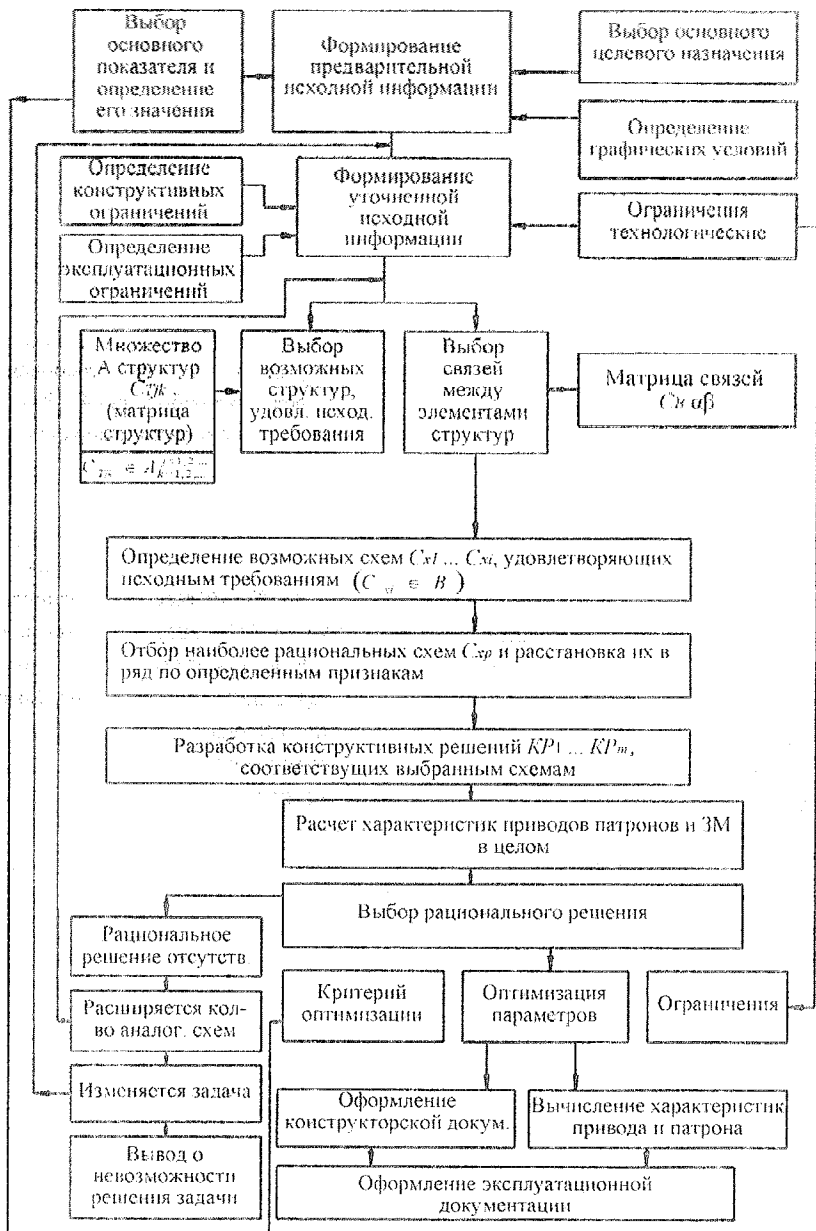


Рис. 1.20. Алгоритм оптимального проектирования приводов и патронов ЗМ

какой-либо величине значения, например, число разрезов или элементов желательнее делать кратным 360° , число дополнительных зажимных элементов равным или кратным числу основных зажимных элементов и т.д. В задачах параметрической оптимизации целевая функция, или ограничения (или то и другое) могут быть линейные и нелинейные. Наличие нелинейностей часто существенно усложняет решение задач нелинейного программирования и требует применения различных методов [29, 30, 55]. С допустимыми погрешностями в ряде случаев следует нелинейные задачи приводить к линейным, многомерные – к одно- двух- трехмерным (что позволяет использовать графические методы решения и делает эти задачи наглядными).

Приступая к первому этапу конструирования, необходимо, прежде всего, уточнить проектное задание, т.е. уточнить полный перечень требований и ограничений, которым должен удовлетворять разработанный ЗМ, или сформулировать проектную задачу. Для этого необходимо сформулировать предварительные исходные данные, а именно: определить основное целевое назначение ЗМ (определить характеристики зажимаемых заготовок – шпунтовая заготовка, режущий инструмент, шестигранный пруток или круглый, горячекатаный или калиброванный, цельная заготовка или тонкостенная и т.д.); выявить граничные условия работы (для вновь создаваемого станка или модернизируемого вида источника и преобразователей энергии, максимальные силы резания, производительность и точность обработки и т.д.); выбрать основной показатель качества зажима и определить его значение (высокая осевая точность закрепления, быстродействие, высокая радиальная жесткость закрепления, стабильность силовой характеристики, широкодиапазонность т.д.). После формирования предварительных исходных данных необходимо отобрать и сформулировать уточненную исходную информацию. С этой целью уточняют ограничения, определяющие выбор схем патрона и привода технологические (требуемая сила зажима, жесткость зажима, максимальное время зажима, скорость вращения, наличие и тип СОЖ и т.д.); конструктивные (габариты и технологичность разрабатываемой конструкции, схема приложения усилия от привода и т.д.); эксплуатационные (требования по надежности, время для переналадки на другой типоразмер зажимаемых заготовок и т.д.).

При параметрической оптимизации патронов широкого назначения в качестве целевой функции выбирается комплексный показатель качества [26, 30] патронов массового производства – долговечность и металлоемкость, патроны специального назначения – наиболее важный показатель (высокая точность, высокая жесткость, стабильность силовой или другой характеристики и т.д.).

Задачи параметрического синтеза некоторых конструкций цанговых патронов приведены в [29, 30]. Для решения их применялись различные методы оптимизации, зависящие от степени сложности, нелинейности, и количества

какой-либо величине значения, например, число разрезов или элементов желательно делать кратным 360° , число дополнительных зажимных элементов равным или кратным числу основных зажимных элементов и т.д. В задачах параметрической оптимизации целевая функция, или ограничения (или то и другое) могут быть линейные и нелинейные. Наличие нелинейностей часто существенно усложняет решение задач нелинейного программирования и требует применения различных методов [29, 30, 55]. С допустимыми погрешностями в ряде случаев следует нелинейные задачи приводить к линейным, многомерные – к одно- двух- трехмерным (что позволяет использовать графические методы решения и делает эти задачи наглядными).

Приступая к первому этапу конструирования, необходимо, прежде всего, уточнить проектное задание, т.е. уточнить полный перечень требований и ограничений, которым должен удовлетворять разработанный ЗМ, или сформулировать проектную задачу. Для этого необходимо сформулировать предварительные исходные данные, а именно: определить основное целевое назначение ЗМ (определить характеристики зажимаемых заготовок – штучная заготовка, режущий инструмент, шестигранный пруток или круглый, горячекатаный или калиброванный, цельная заготовка или тонкостенная и т.д.); выявить граничные условия работы (для вновь создаваемого станка или модернизируемого вида источника и преобразователей энергии, максимальные силы резания, производительность и точность обработки и т.д.); выбрать основной показатель качества зажима и определить его значение (высокая осевая точность закрепления, быстрдействие, высокая радиальная жесткость закрепления, стабильность силовой характеристики, широкодиапазонность т.д.). После формирования предварительных исходных данных необходимо отобрать и сформулировать уточненную исходную информацию. С этой целью уточняют ограничения, определяющие выбор схем патрона и привода: технологические (требуемая сила зажима, жесткость зажима, максимальное время зажима, скорость вращения, наличие и тип СОЖ и т.д.); конструктивные (габариты и технологичность разрабатываемой конструкции, схема приложения усилия от привода и т.д.); эксплуатационные (требования по надежности, время для переналадки на другой типоразмер зажимаемых заготовок и т.д.).

При параметрической оптимизации патронов широкого назначения в качестве целевой функции выбирается комплексный показатель качества [26, 30], патронов массового производства – долговечность и металлоемкость, патронов специального назначения – наиболее важный показатель (высокая точность, высокая жесткость, стабильность силовой или другой характеристики и т.д.).

Задачи параметрического синтеза некоторых конструкций цапговых патронов приведены в [29, 30]. Для решения их применялись различные методы оптимизации, зависящие от степени сложности, нелинейности, и количества

оптимизируемых параметров. Например, при оптимизации габаритов стандартных зажимных цапг, определяемых длиной губки и лепестка, решение задачи методом линейного программирования рассматривалось с народнохозяйственных позиций, связанных с расходом металла на заготовки для цапг. Оптимизация параметров подающих цапг по критерию долговечности осуществлялась градиентным методом. При оптимизации параметров высокоточных патронов минимаксная задача решалась методом полного перебора на равномерной сетке. При решении оптимизационных задач используются известные графические, аналитические и алгоритмические методы с применением ЭВМ, что способствует созданию банка программ для различных задач.

Примеры постановки задач параметрического синтеза приводов зажима различных структур и схем приведены в табл.1.9 и рис.1.21, где в качестве основного критерия – целевой функции выбраны расход энергии, время срабатывания, мощность зажима-разжима или максимальный коэффициент усиления. Если для варьируемых (оптимизируемых) параметров нелинейные целевые функции имеют явный экстремум, то при оптимизации одного или нескольких параметров может использоваться классический метод нахождения экстремумов по первой производной [30]. Учитывая, что условие обращения в нуль частных производных является необходимым, но недостаточным условием экстремума, все найденные точки подвергаются дополнительной проверке. Для этого можно вычислить значения функции Φ для всех найденных точек и найти среди них наибольшие и наименьшие значения. Если экстремальные значения достигаются на границах области ОДР, то следует решать задачу на условный экстремум, например, методом множителей Лагранжа [30, 33].

После выбора схемы ЗМ в целом, а также оптимальных параметров привода и патрона при параллельно-последовательном анализе и синтезе возникают задачи измерения (испытания), позволяющие выбрать источник и преобразователи энергии, дополнительно откорректировать параметры конструкции и ее элементов. К одной из таких задач относится выбор оптимальных сил зажима, а следовательно, и мощности источника энергии. Возможно также решение задач оптимального управления.

Выбор оптимальной силы зажима проводится параллельно с оптимизацией тех конструктивных параметров патрона и привода, которые влияют на силовые характеристики, ограниченные условиями: отсутствия смещения детали от сил резания и вибраций; потери силы из-за действия центробежных сил; нераскрытием натянутых стыков (жесткости зажима); неразрушением поверхности мягких и хрупких деталей; неискажением формы детали; прочности звеньев, мощности привода и т.д.

Таблица 1.9. Задачи параметрического синтеза приводов зажима

№ п/п	Структура и схема привода		Варьируемые (оптимизируемые) параметры	Целевая функция	Основные условия и ограничения	
1	силовое замыкание	пружинный		$C_y, L_n,$ D_n, n_0	$\downarrow \varnothing = \varnothing_s + \varnothing_p$	$H_3 \geq x_T;$ $N_p = const;$ $C_{np} = const$
		гидравлич.		$p, F,$ D, d	$\downarrow \Sigma Q = Q_s + Q_{ym}$	$H_3 \geq x_T;$ $t_s = const$
		пневматич.		$V, D,$ L, d	$\downarrow \Sigma Q = Q_s + Q_p$	$P_0 = const;$ $F = const;$ $H_3 \geq x_T$
2	геометрическое замыкание	рычажный		$i_w(\beta_{cp});$ $i_p(b)$ профиль $\beta = var$	$\uparrow K_{np} = K_p K_M$ $\downarrow A_{заж}$	$S \geq S_{мин}; x_T = (0,5\Delta x + \Delta_{мин})/l_n$ $a = const;$ $i_{np} = i_p i_M =$ $= const;$ $H_3 \geq x_T$
		роликный		$i_w(\beta_{cp});$ $i_w(\gamma)$ профиль $\beta(\gamma) = var$	$\uparrow K_{np} = K_w K_M$ $\downarrow A_{заж}$	$\alpha = const;$ $d_w = const$ $i_p = i_w i_M =$ $= const;$
		самонастраив.		$C_y, P_{npmax},$ z_k β_{cp}	$\downarrow t_{сн}$ $\downarrow Q$	$\beta_k \leq 2\varnothing;$ $t_{сн} = t_{03};$ $C_{np} = const;$ $H_M = const;$ $i_{np} = const$

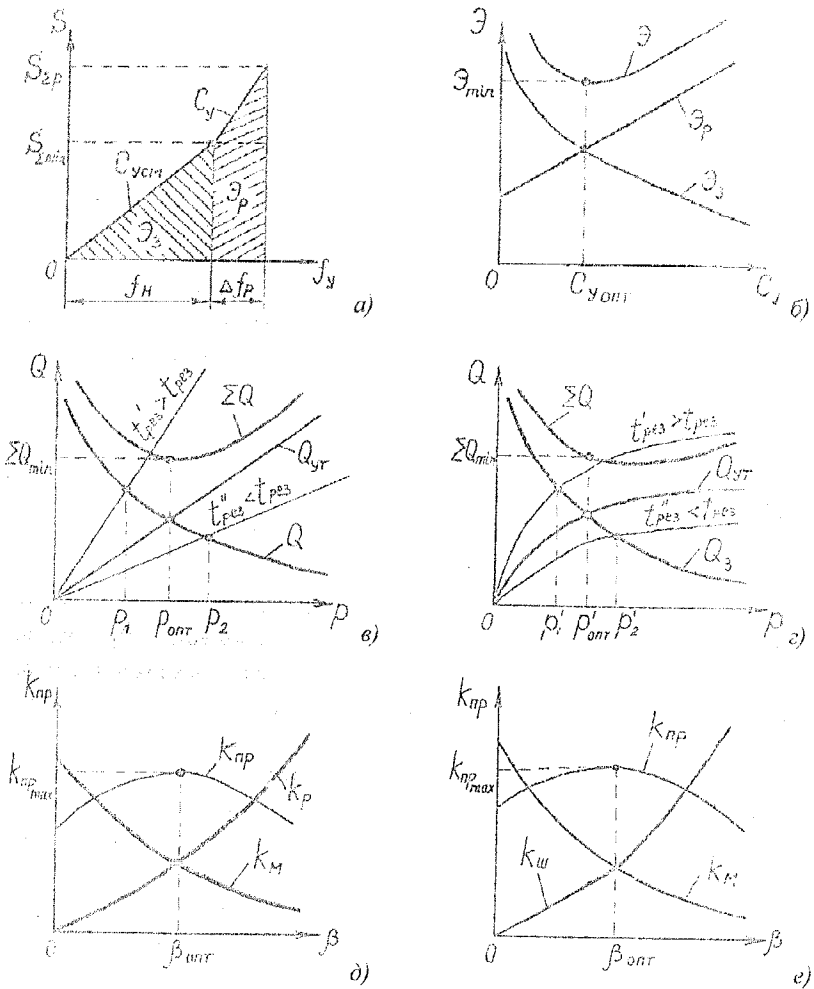


Рис. 1.21. Рабочие характеристики приводов зажима при оптимизации одного из параметров по заданным целевой функции и ограничениям

1.7. Принципы создания широкодиапазонных зажимных механизмов

Широкодиапазонные ЗМ по охватываемому диапазону зажимаемых диаметров без регулирования и смены элементов патрона (привода) могут быть 5 типов [10, 30, 31]: 1 - для одного точного размера, в основном, при зажиме режущих инструментов с цилиндрическим хвостовиком (например, несколько зажимных цап на один номинальный диаметр); 2-для калиброванной заготовки (холоднотянутого прутка) одного номинального диаметра; 3-для некалиброванной заготовки (горячекатаного прутка) одного номинального диаметра; 4-для двух и более номинальных диаметров; 5-для всего рабочего диапазона диаметров станка.

С учетом изменяемых параметров круглых деталей возможны четыре варианта сочетания их постоянных и переменных значений. В показатели широкодиапазонности ЗМ входит: рабочий диапазон диаметров $\bar{\Delta d}$, который определяется ходами привода и зажимных элементов патрона, т.е. их передаточными отношениями – кинематической характеристикой u_n, u_{np} и u_n .

Анализ возможностей расширения диапазона $\bar{\Delta d}$ целесообразно проводить, используя алгебру логики и теорию множеств [30], позволяющие раскрыть своеобразную "алгебру" структур ЗМ, как упорядоченное множество элементов, звеньев и узлов с различными связями между ними – логическими отношениями этого множества. Для синтеза широкодиапазонных ЗМ как основные используются конъюнктивный (логическое умножение – функция И), дизъюнктивный (логическое сложение – ИЛИ), и дистрибутивный (распределительный) законы. Возможно использование закона де Моргана, устанавливающего возможность перехода от конъюнкции (последовательное соединение) к дизъюнкции (параллельное соединение), а также ассоциативный (сочетательный) и закон идемпотентности (дублирование движений вдоль одного направления).

Для схемы универсального ЗМ (рис.1.22) с учетом сложной переменной структуры наличие множительных, самонастраивающихся, суммирующих, отрицательных звеньев и узлов применительно к токарному автомату (без учета минимально допустимого зазора между зажимными элементами и заготовки) рабочий диапазон будет определяться [30, 55]:

$$\bar{\Delta d} = 2 \left\{ x_c u_{c,n} \pm \left[y_c u'_{c,n} n^{\pm} (H'_\sigma + H'_\sigma u_{m,m}) u_{m,n} u_{ред} \right] u_{n,yz} u_{m,yz} \right\}. \quad (1.16)$$

где x_c и y_c - хода в цепи самонастройки патрона и привода; $u_{c,n}$ и $u'_{c,n}$, $u_{m,m}$, $u_{ред}$, $u_{n,yz}$, $u_{m,yz}$ - передаточные отношения соответственно звеньев самонастройки и

патроне и приводе, преобразовательно-усилительного механизма, передаточного, редуцирующего, передаточно-усилительного звеньев и мультипликации в патроне; H_0' и H_0'' - хода выборки зазоров и натяга в кинематических цепях привода переменной структуры; p и p' - количество одновременно (параллельно) действующих звеньев самонастройки в патроне и приводе; $u_{пвм} = u_m u_{ш} (u_m \text{ и } u_{ш} - \text{передаточные отношения входной муфты зажима и шарикового преобразователя})$; $u_{ред} = u_m' / u_p$ и $(u_m' \text{ и } u_p - \text{передаточные отношения промежуточной муфты зажима и рычажного преобразователя})$; $u_{ввт} = 1 / \cos^m \beta_k$ (β_k - между направлениями входа и выхода движения в m -ом ряду мультипликации).

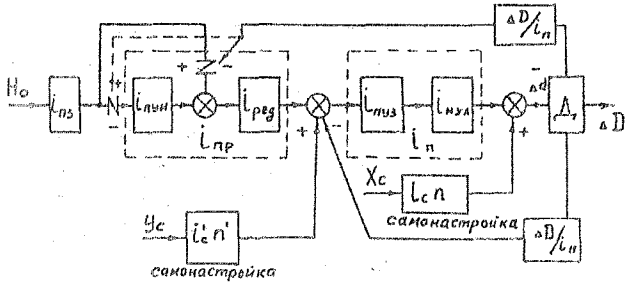
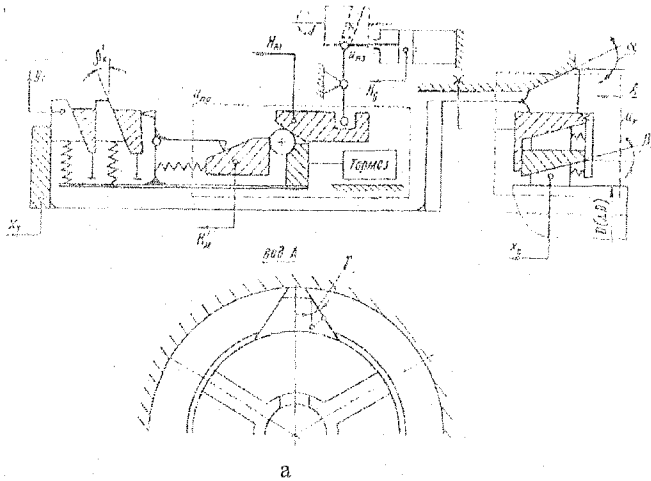


Рис. 1.22. Принципиальная (а) и структурная (б) схемы широкодиапазонного планетарного ЗМ

Для ШЗМ токарного автомата, включающего двухрядный ($n^1=2$) самонастраивающийся привод с геометрическим [55] и широкодиапазонный цанговый патрон (ШЦП) с мультипликацией [30, 35] рабочий диапазон зажимаемых диаметров будет

$$\bar{\Delta d} = 2(y_c i^1 c n^1 + (H^I_{\sigma} + H^II_{\sigma} c i_{\text{нзм}}) i_{\text{нзм}} i^1_{\text{нзм}}), \quad (1.17)$$

где применительно к разработанному ШЗМ автомата мод. 1А240-6 $i^1_{\sigma} = \text{tg} \beta^I_k$; $\beta^I_k = 6...8^\circ$; $H^II_{\sigma} = 20..0.25$ мм; $i_{\text{нзм}} = i_m i_p$; $i_m = \beta_m$ (β_m - угол профиля муфты зажима); $i_p = 3...4$; $i_{\text{нзм}} = \text{tg} \alpha$ ($\alpha = 15^\circ$ половина угла конуса шпинделя); $i_{\text{нзм}} = 1/\sin^2 \beta_k = 4$ ($\beta_k = 30^\circ$); y_c - радиальный ход клинов самонастройки в приводе, равный 10... 15 мм.

1.8. Дифференциально-морфологический метод структурно-схемного синтеза зажимных патронов

При синтезе структур и схем зажимных патронов целесообразно применять дифференциально-морфологический метод [23, 25, 30, 55], представляющий развитие и комбинацию известных. Сущность метода заключается в том, что для разрешения технических противоречий на стадии поиска структур используются эвристические приемы полного, неполного и комбинированного расчленений зажимного элемента (ЗЭ), дифференцирующие и интегрирующие функции и поверхности. Это позволяет синтезировать новые структуры патронов, обеспечивающих различные основные и дополнительные эффекты зажима, а при полном однонаправленном расчленении синтезируемые структуры соответствуют новым принципам зажима или обеспечивают новые качества. В соответствии с основным эффектом расчленения на стадии структурного синтеза выбирают несколько предпочтительных структур по полуформализуемому частному критерию качества, отражающему основное требование к синтезируемому ЗМ. Затем проводят морфологический анализ схем с использованием приемов перестановки, сочетания, установления последовательности работы, обеспечения функций зажимными элементами и передаточно-усилительными звеньями, вводят различные связи, выбирают их место. Этим методом в сочетании с методами комбинаторики получены различные структуры и схемы патронов [25, 30].

Приемы расчленения ЗЭ (рис.1.23) относятся к эвристическим и используются не только при синтезе структур и схем, но и при выборе принципа зажима. Сущность приемов расчленения видна на примере синтеза структур зажимных патронов с клиновым ПУЗ, к которым относятся цанговые патроны. При полном расчленении клинового ЗЭ цангового патрона (рис.1.24)

согласно теории графов только в плоскости $X-Y$ (рис.1.24,а) при образовании дерева полного графа (рис.1.24,б,в) число вариантов неизоморфных деревьев на вершинах $p=7$ (рис.1.24,г) составляет $C_n = 11$.

Это же число вариантов C_n можно получить методами комбинаторики, используя принцип сочетания из $n=4$ по $r=2,3,4$:

$$C_n(n,r) = \frac{p(n,r)}{r!} = \frac{n!}{r!(n-r)!},$$

где n - общее число расчленений в плоскости $X-Y$, проходящих через центр O зажимного элемента с четырех сторон: 1 ($-X$), 2 (X), 3 (Y), 4 ($-Y$), r - число полных возможных расчленений в плоскости $X-Y$, проходящих через центр O зажимного элемента.

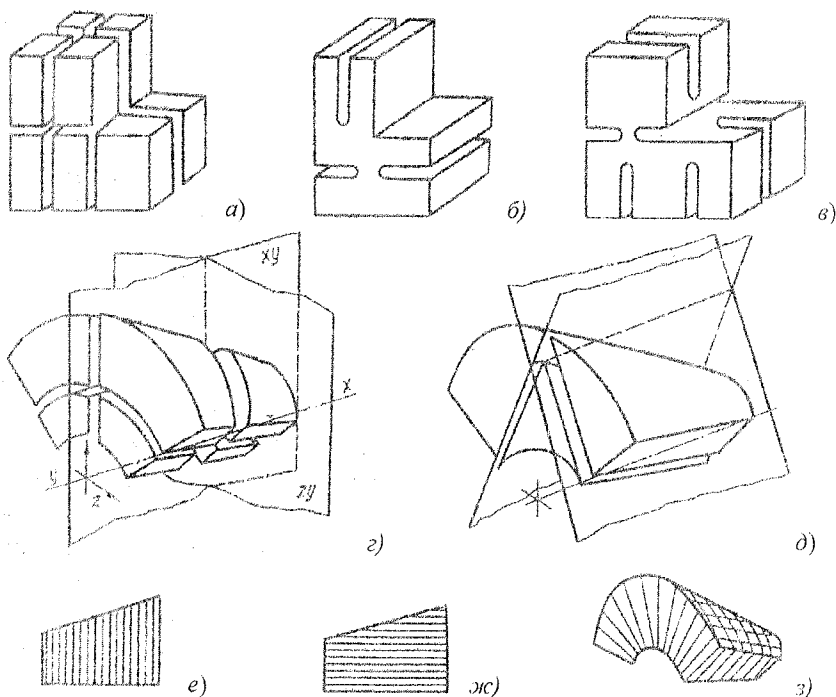


Рис. 1.23. Варианты расчленения (дифференцирующих функций) зажимных элементов: а, г) полное продольное и поперечное; б, в) неполное продольное и поперечное; д) полное гранное; е) полное многократное (многослойное) поперечное; ж) полное многократное (многослойное) продольное; з) полное многократное (многослойное) продольное и поперечное, образующее выпуклую или текучую среду

Используя правило суммы для полного расчленения по осям X и Y , получаем число сочетаний $C_n = 11$ (табл.1.10). Для неполного расчленения по осям X и Y число неизоморфных вариантов будет больше, так как число сочетаний $n=4$ по $r=2,3,4$ $C_{nm} = 11$. При комбинированном расчленении только основного ЗЭ число вариантов схем $C_x = C_n + C_{nm} = 11 + 15 = 26$. Коды расчленения могут быть буквенные и цифровые. Многие структуры (коды 103, 104, 203, 10 304 и др.), полученные с применением изложенного метода, являются новыми, на уровне изобретений.

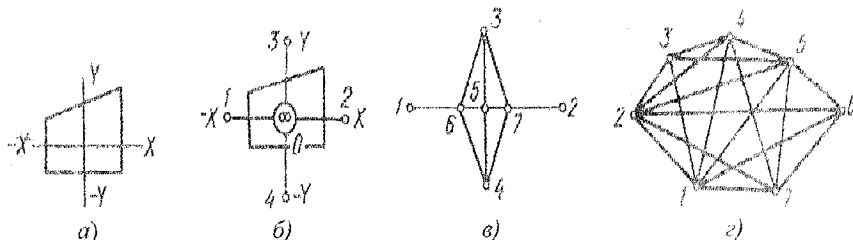


Рис. 1.24. Последовательность образования дерева полного графа структуры зажимного патрона эвристическим приемом расчленения зажимного элемента с клиновым ПУЗ в продольном сечении плоскости $X-Y$

Расчленение может быть полным (продольное, поперечное, угловое, звездой, гранное), неполным и комбинированным (табл.1.11), что дает различные эффекты зажима.

Новые принципы зажима и существенное улучшение показателей качества достигаются только полным однонаправленным расчленением. Например, расчленение вдоль оси патрона дает эффект осевой точности, перпендикулярно оси с раздвижением – высокой жесткости, угловое – самонастройки на размер, гранное – широкодиапазонность, многослойное – чувствительность, сышучесть и т. д. Неполное расчленение служит для выравнивания эпюр контактных давлений, компенсации технологических погрешностей изготовления элементов патрона и погрешностей формы деталей, а также для уменьшения неравномерности характеристик зажима. Наивысшую радиальную точность зажима обеспечивает отсутствие полного расчленения в поперечном сечении кругового контура ЗЭ.

Расчленение по оси $X-X$ (табл.1.10) выделяет из основного ЗЭ промежуточный, а по оси $Y-Y$ делит ЗЭ на основной и дополнительный.

Если дополнительный элемент сместить вдоль оси, образуется двойной зажим; если сечений, параллельных оси $Y-Y$, несколько, образуется многорядный зажим.

Таблица 1.10. Варианты расчленения ЗЭ с клиновым ПУЗ (в плоскости силы S)

Направление расчленения	Буквенные (цифровые) коды расчленения	Признаки ЗЭ и структура патрона	Направление расчленения	Буквенные (цифровые) коды расчленения	Признаки ЗЭ и структура патрона
<i>Полное расчленение</i>					
	X0Y0 (0)			X—Y (304)	
	—XX (102)			—X—YU (10 304)	
	—YU (304)			X—YU (20 304)	
	—XY (103)			—XYU (10 102)	
	—X—Y (104)			—XX—Y (40 102)	
	XU (203)			—XX—YU (1 020 304)	
<i>Неполное расчленение</i>					
	X0Y0 (0)			—X0—Y (14)	
	—X0 (1)			X0—Y (24)	
	X0 (2)			X0Y (23)	
	Y0 (3)			—X0Y0—Y (134)	
	—Y0 (4)			X0Y0—Y (234)	
	—X0X (12)			—X0X0Y (123)	
	Y0—Y (34)			—X0X0—Y (124)	
	—X0Y (13)			—X0X0Y0—Y (1243)	

Для выбора лучшего варианта структуры патрона целесообразно принять балльную систему приоритета частных показателей по 5-балльной шкале [30]. Каждому виду полного двунаправленного расчленения дается свой балл в соответствии с эффектом действия на частный показатель (табл.1.12). Тогда нормализованное выражение однородных критериев имеет вид

$$k_i^0 = k_i / k_{i, \max} = k_i / 5.$$

Если полное расчленение однонаправленное, ему соответствует половина балла, а при сочетании двух и более расчленений берется среднеарифметическое значение баллов отдельных расчленений. Например, для структуры патрона с полными двунаправленными расчленениями (продольным и поперечным) коэффициент жесткости $(3 + 5) / 2 = 4$.



В частных случаях, когда указывается одно из основных требований к синтезируемому патрону, для перебора различных структур используются другой оценкой приоритета. Например, при синтезе зажимных патронов повышенной жесткости комплексный показатель структуры учитывает требования радиальной жесткости (точности) и технологичности:

$$K_{cm} = K_{жс} + K_m \rightarrow \max,$$

где $K_{жс} = K_{тр} = \sum \alpha_n + \mathcal{O}_Y + \mathcal{O}_X \rightarrow \max$ - показатель жесткости;

$K_m = 4\mathcal{O}_{ПВЗ} / (\sum \alpha_n n_{ПВЗ}) \rightarrow \max$ - показатель технологичности.

Таблица 1.11. К выбору схемы расчленения ЗЭ для получения требуемого эффекта зажима

Схема	Вид расчленения	Получаемый эффект зажима	
		основной	дополнительный
<i>Полное расчленение</i>			
	Продольное	Осевая точность	Радиальная точность
	Поперечное	Жесткость	Компенсация неровностей детали

	Угловое	Самонастройка на размер	Стабильность осевой точности, долговечность
		Быстродействие	Осевая точность
		Равномерность зажима	Осевая и радиальная точность
	Звездой	Образование количества точек зажима	Компактность, технологичность
	Гранное (треугольное)	Мультипликация, широкодиапазонность	Равномерность круговой жесткости, долговечность
<i>Неполное расчленение</i>			
	Продольное	Компенсация углового зазора	Стабилизация жесткости
	Поперечное	Компенсация погрешностей детали	Равномерность зажима
	Звездой	Радиальная точность	Равномерность зажима
<i>Комбинированное расчленение</i>			
	Полное продольное, неполное поперечное	Осевая точность + компенсация неточности изготовления	Жесткость
	Звездой полное-неполное	Образование и распределение мест контакта	Равномерность круговой жесткости
Примечание. Обозначения зажимных элементов: О – основной; Д – дополнительный; П – промежуточный.			

Таблица 1.12. Система баллов для частных показателей качества структур патронов, синтезируемых полным расчленением ЗЭ

Показатель качества		Баллы				
Наименование	Обозначение	5	4	3	2	1
Сила зажима	K_c		/	●	—	Δ
Жесткость зажима	$K_{жс}$		●	—	Δ	/
Точность зажима: радиальная осевая	$K_{т,р}$		—	●	Δ	/
	$K_{т,о}$	—		/	Δ	●
Прочность	K_n	/	●		—	Δ
Быстродействие	K_b	/	Δ	●		—
Долговечность	K_d	Δ	/		●	—
Широкодиапазонность	$K_{ш}$	Δ	/		●	—
Металлоемкость	K_m	●	/	Δ	—	
Технологичность	$K_{тн}$	●	—	/		Δ

Примечание. Обозначения расчленения ЗЭ: ● – нет; | – поперечное; — – продольное; / – угловое; Δ – треугольное в поперечном сечении

Здесь $\sum \alpha_n$ - весовой коэффициент, равный сумме весов влияния ЗЭ, входящих в патрон (табл.1.13); \mathcal{E}_r и \mathcal{E}_x - эффекты расчленения, характеризующие степень увеличения радиальной жесткости, точности зажима и зависящие от вида и направления (табл.1.14); $\mathcal{E}_{ПУЗ}$ - эффект технологичности, зависящий от типа ПУЗ (табл.1.15); $n_{ПУЗ}$ - количество ПУЗ в патроне.

Таблица 1.13. Весовые коэффициенты α_n зажимных элементов

Зажимной элемент	Основной	Дополнительный	Фиксирующий	Промежуточный
Коэффициент α_n	1,0	0,75	0,5	0,25

Таблица 1.14. Значения эффектов расчленения зажимного элемента

Эффект	Расчленение			
	полное		неполное	
	однонаправленное	двунаправленное	однонаправленное	двунаправленное
\mathcal{E}_r	2,0	2,0	0,5	1,0
\mathcal{E}_x	-0,25	-0,5	0,25	0,5

Таблица 1.15. Значения эффектов технологичности ПУЗ патрона

ПУЗ	Рычажный	Клиновой	Мембранный	Упругий
Эффект	0,5	1,0	1,5	2,0

Примечание. При угловых расчленениях с углом наклона β_X/β_Y к той или иной оси (направлению расчленения) значения эффект изменяются следующим образом: $\mathcal{E}_{\beta_X} = \mathcal{E}_X \cos \beta_X$; $\mathcal{E}_{\beta_Y} = \mathcal{E}_Y \cos \beta_Y$.

С введением различных связей (рис.1.25) для одной структуры патрона можно получить множество схем. Различные схемы высокоточных патронов с одинарным зажимом и цилиндрической цангой служащей в качестве промежуточного ЗЭ, могут быть созданы из зажимной цанги тянущего типа полным расчленением по оси $X-X$ (код – XX или 102) введением различных связей промежуточного ЗЭ – цилиндрической цанги со шпинделем и выбором его места связи (рис.1.25,а,б).

Положительный эффект от патронов с цилиндрической цангой – высокая осевая точность зажима, так как полное продольное расчленение разорвало связь между приводом и деталью через основной ЗЭ при введении промежуточного ЗЭ, неподвижного в осевом направлении (рис.1.26).

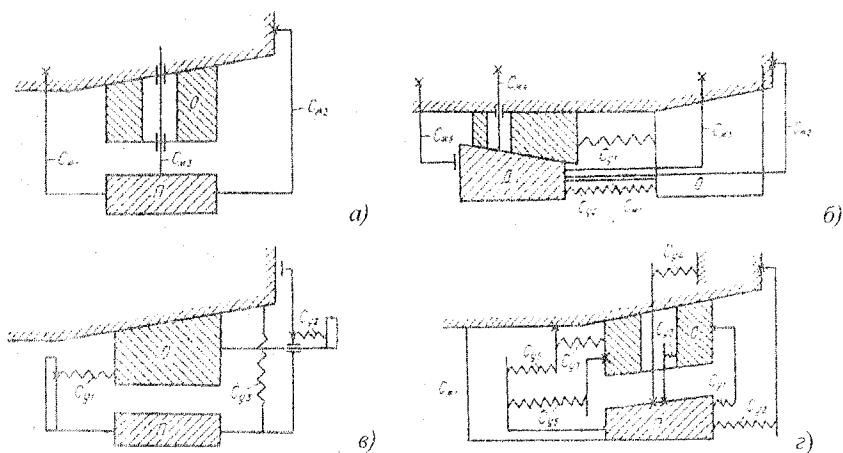


Рис. 1.25. Варианты жестких ($C_{ж}$) и упругих ($C_{у}$) связей элементов в зажимных патронах: а, б) с цилиндрической цангой; в) с двойным зажимом; г) самонастраивающиеся; О – основной, Д – дополнительный, П – промежуточные зажимные элементы

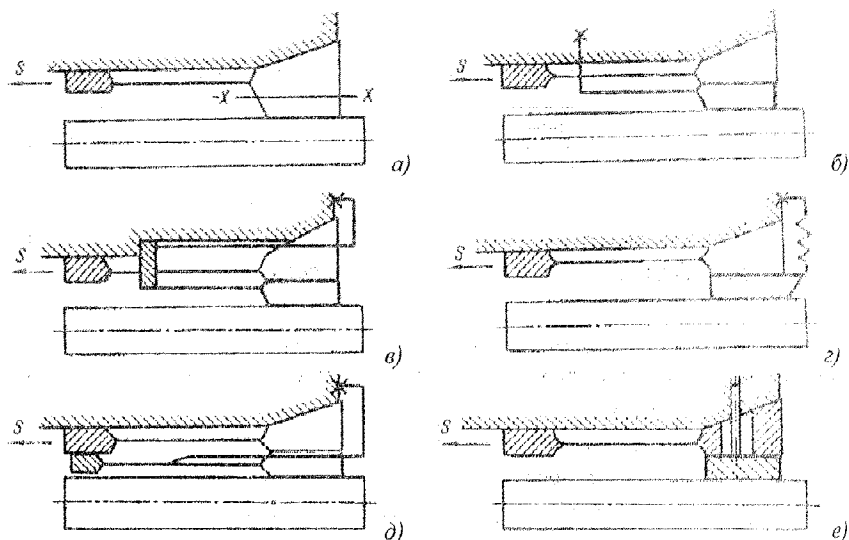


Рис. 1.26. Схемы высокоточных цанговых патронов, синтезированные полным продольным расчленением (табл. 5.11, код 102): а) исходный патрон (прототип); б-е) связи цилиндрической цанги со шпинделем (корпусом) соответственно внутри шпинделя (байонет, поджим или стопор), внутри шпинделя и снаружи (поджим), снаружи шпинделя через упругий фланец, снаружи шпинделя через лепесток, внутри шпинделя через губку; x – место жесткой связи; S – осевая сила зажима

Цанговые патроны с двойным зажимом (рис.1.27) создают из затяжной цанги полным расчленением по оси $Y-Y$ (код — YU или 304), вводя различные связи с приводом, между дополнительными и основными ЗЭ или между цангами (рис.1.25,б). Положительный эффект от таких патронов — высокая жесткость зажима. При отсутствии жесткой связи основной или дополнительной цанги со шпинделем такое расчленение имеет недостаток затяжных цанг — оттягивание детали при зажиме. Избавиться от этого недостатка можно, например, вводя жесткую связь дополнительного ЗЭ со шпинделем и переставляя его (вершины конусов основного и дополнительного ЗЭ обращены в противоположные стороны).

Надежный зажим горячекатаных прутков на токарных автоматах обеспечивается с помощью самонастраивающихся цанговых патронов (СЦП) [6, 27, 55]. Самонастройка в них осуществляется за счет того, что подпружиненные зажимные элементы следят за размером заготовки (прутка), выбирая в системе привод - патрон - деталь (Пр - П - Д) зазоры или сводя их к минимуму. СЦП,

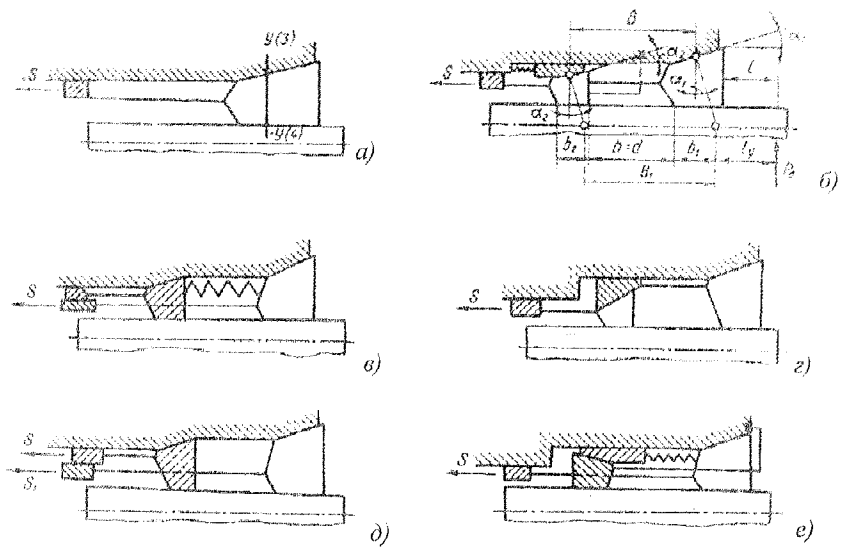


Рис. 1.27. Схемы цанговых патронов с двойным зажимом, синтезированные полным поперечным расчленением (табл. 5.11, код 304): а) исходный патрон (прототип); б) связь основной цанги с приводом через дополнительную при жесткой связи между собой; в) связи основной цанги с приводом и через упругий элемент с дополнительной; г) связи дополнительной цанги с приводом и по конусу с основной; д) связи основной и дополнительной цанг с приводом; е) связи основной цанги с приводом, через упругий элемент между собой и дополнительной жестко со шпинделем

реализующие этот принцип, получены полным угловым расчленением (в продольном направлении) клинового зажимного элемента и введением упругих связей в осевом направлении промежуточного элемента (ПЭ) клина со шпинделем станка (корпусом патрона) или с основными зажимными элементами (ОЭ) в виде зажимной цанги или кулачков патрона с различными передаточно-усилительными звеньями (рис.1.25,г). Создана серия СЦП с различными связями (рис.1.28) [6, 27, 30, 55, 56].

Патроны (рис.1.28,а) содержащие цангу 1, клинья 2 с углом в пределах угла самоторможения, подпружиненные пружиной 3 относительно упорного диска 4, целесообразно применять на многошпиндельных токарных автоматах. Для одношпиндельных автоматов целесообразно применять СЦП с нажимной втулкой 5 (рис.1.28,б), где упором пружин 3 служит гайка 4, навинченная на шпиндель. Для зажима тонкостенных труб с равномерно распределенным

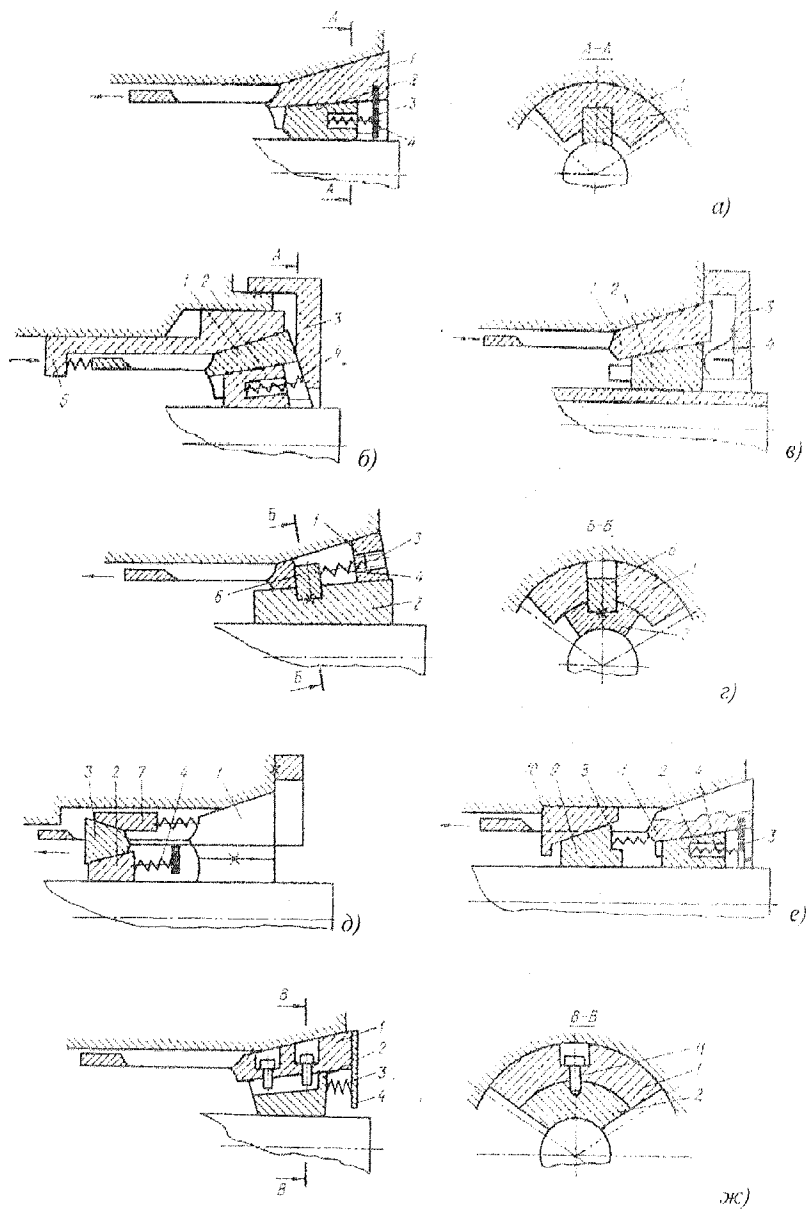


Рис. 1.28. Схемы СЦП

усилием целесообразно применять патроны (рис.1.28,в) с числом зажимных элементов 6, 9 и более, расположенных в окнах фланца и подпружиненных, например, мембраной 4. Для повышения жесткости зажима за счет увеличения базы целесообразно применять СЦП со шпонкой 6 в пазах цанги 1 (рис.1.28,з), с дополнительной неподвижной цангой 3 (рис.1.28,д), усилие которой передается от конусной подпружиненной втулки 7, и с плавающим люнетом в виде сдвоенных клиньев 9 и 10, подпружиненных пружиной 8 (рис.1.28,е). Для повышения технологичности конструкции СЦП и удобства сборки в губках цанги 1 (рис.1.28,ж) целесообразно выполнять коническое отверстие и устанавливать по два штифта 11, входящих в продольный паз клина 2, подпружиненного двумя пружинами 3, отталкивающимися от дискового упора 4, выполненного составным. К передаточно-усилительным звеньям (ПУЗ)

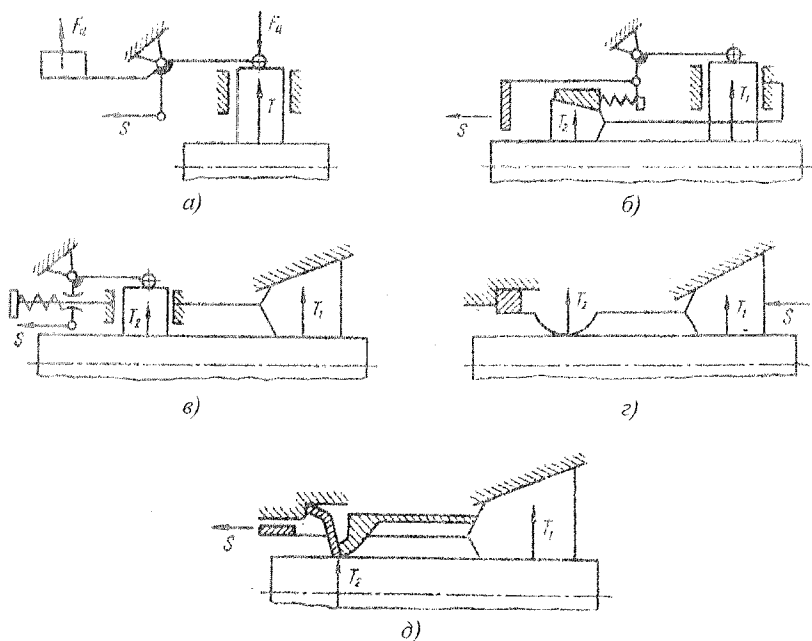


Рис. 1.29. Синтезированные схемы патронов с различными связями и сочетаниями ПУЗ: а) рычажный (Р) с уравновешивателем для компенсации центробежных сил $F_{ц}$; б) рычажно-клиновой (Р-К); в) клино-рычажный (К-Р); г) клино-упругий (К-У); д) клино-мембранный (К-М); S – осевая сила зажима, T_1, T_2 – радиальная сила зажима основным и дополнительными зажимными элементами

расчленение неприменимо, и синтез новых схем патронов в основном строится на сочетании различных ПУЗ, их перестановке, взаимодействии с различными ЗЭ, а также с помощью различных связей.

Введение вспомогательного элемента улучшает динамические характеристики рычажного патрона, так как позволяет уравновесить центробежные силы F_c неуравновешенных ЗЭ – кулачков (рис.1.29,а). Разработаны схемы цанговых патронов с двойным зажимом (рычажно-клиновых, клино-рычажных, клино-упругих, клино-мембранных) при наличии одной связи с приводом (рис.1.29,б-д).

1.9. Синтез и проектирование широкодиапазонных подающих цанг и патронов

Проблема зажима прутков в широком диапазоне диаметров не может быть решена без расширения диапазона работы механизмов подачи прутка (МПП) в токарных автоматах (ТА) и токарно-револьверных станках (ТРС). Поэтому проектирование широкодиапазонных зажимных механизмов необходимо вести параллельно с синтезом и проектированием МПП и, в частности, подающих цанг (ПЦ) и патронов (ПП).

1.9.1. Системно-морфологический подход при создании новых механизмов подачи прутка и их элементов

Для поиска новых конструкций и компоновок МПП целесообразно применять системные методы поискового конструирования новых технических решений. При синтезе новых МПП и их элементов эффективным методом, дающим большое число решений, является метод морфологического анализа (МА) [11, 25, 30].

Часто первоначальная формулировка задачи не содержит прямого указания на необходимость вести поиск ее решения. Метод МА требует точной формулировки задачи поиска новых решений МПП и его элементов.

При анализе первоначальной формулировки задачи выясняют, что должно быть усовершенствовано или доработано: способ или устройство. Далее необходимо исключить специальную терминологию, замесить названия элементов объекта терминами, отражающими их функциональное назначение. Затем надо рассмотреть требования к результату задачи, выделить из них

главные и связать их с элементами объекта, которые обеспечивают их выполнение.

Точная формулировка задачи позволяет разделить объект на морфологические признаки, от которых в основном зависит выполнение заданных требований. В качестве морфологических признаков могут быть: а) функционально важные элементы, б) взаимная связь между элементами, в) взаимное расположение элементов и т.д.

Выделение функционально важных элементов вызвано стремлением не создавать в морфологической модели несущественную информацию, затрудняющую выбор полезной. Основные требования к составлению морфологической модели – недопустимость критической оценки в отношении формулирования вариантов характеристик объекта. При формулировке вариантов характеристик объекта варьирование осуществляется по основным признакам, например, геометрическая форма, материал, особенности конструктивного исполнения, характер взаимодействия и др. В зависимости от постановки задачи состав признаков изменяется. В некоторых случаях признаки материала исключают. Для получения вариантов эффективно использование эвристических методов [1, 25].

На каждом уровне решения задачи можно применить метод МА, что создает иерархию многовариантного поиска конструкторских решений при проектировании МПП (рис.1.30).

Имея на I уровне морфологическую матрицу принципов (способов) подачи прутково-трубных заготовок по характерным признакам (табл.1.16) можно получить множество вариантов решения, используя укрупненные (чаще качественные) критерии в условиях неполной информации. Основными признаками для морфологической модели МПП (табл.1.16) являются: объект подачи (вид, способ хранения, движения по подаче); расположение сил сцепления и характер перемещения объекта (место подачи, сцепление зажимных элементов с объектом), эффект создания сил сцепления, количество мест расположения сил сцепления, расположение движущихся и тормозных сил); функция механизма; наличие упора, ограничивающего перемещение объекта при подаче.

Для десяти признаков с альтернативами для каждого, представленными в морфологической таблице (табл.1.16), получим свернутую матрицу (1.16):

$$M_1(\Pi) \rightarrow \begin{vmatrix} 1.1 & 2.1 & 3.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 \\ 1.3 & 2.3 & 3.3 \\ 1.4 & 2.4 & 3.4 \\ 1.5 & 2.5 \\ 1.6 & 2.6 \\ 1.7 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 4.1 & 5.1 & 6.1 & 7.1 & 8.1 \\ 4.2 & 5.2 & 6.2 & 7.2 & 8.2 \\ 4.3 & 5.3 & 6.3 & 7.3 & 8.3 \\ 4.4 & 5.4 & 6.4 & 7.4 & 8.4 \\ & & 6.5 & 7.5 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 9.1 & 10.1 \\ 9.2 & 10.2 \\ 9.3 \\ 9.4 \\ 9.5 \end{vmatrix} \quad (1.18)$$

Общее число решений будет

$$N = \prod_{i=1}^n K_i, \quad (1.19)$$

где n — число характеристик; K_i — количество альтернатив реализации i -той характеристики.

Отсюда $N=7 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 5 \cdot 2 = 2688000$.

Учитывая астрономическое число изоморфных, неизоморфных, осуществимых и не осуществимых вариантов, бессистемный их перебор неприемлем. Поэтому необходимо ограничить перебор, ориентируясь на конкретную модель ТА, и сократить количество характеристик. Например, если речь идет о модернизации многшпиндельного ТА (МТА), то можно исключить следующие характеристики:

1,2,3 — объект подачи (пруток и труба круглые, пруток гранный, хранение в направляющих трубах, перемещение поступательное при вращающемся шпинделе);

6 — оставить механический эффект создания сил сцепления;

7,8 — объединить, оставив альтернативы характеристики 8 — расположение движущихся и тормозных сил;

9 — оставить функцию подачи и возможной дополнительной поддержки прутка внутри шпинделя;

10 — сохранить упор.

С учетом упрощения морфологическая модель преобразуется и станет усеченной (табл.1.17).

В данном случае свернутая матрица существенно упрощается

$$M(\Pi) \rightarrow \begin{vmatrix} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ 1.3 & 2.3 & 3.3 \\ & & & 3.4 \end{vmatrix}, \quad (1.20)$$

а число возможных решений будет равным $N = 3 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 2 = 72$

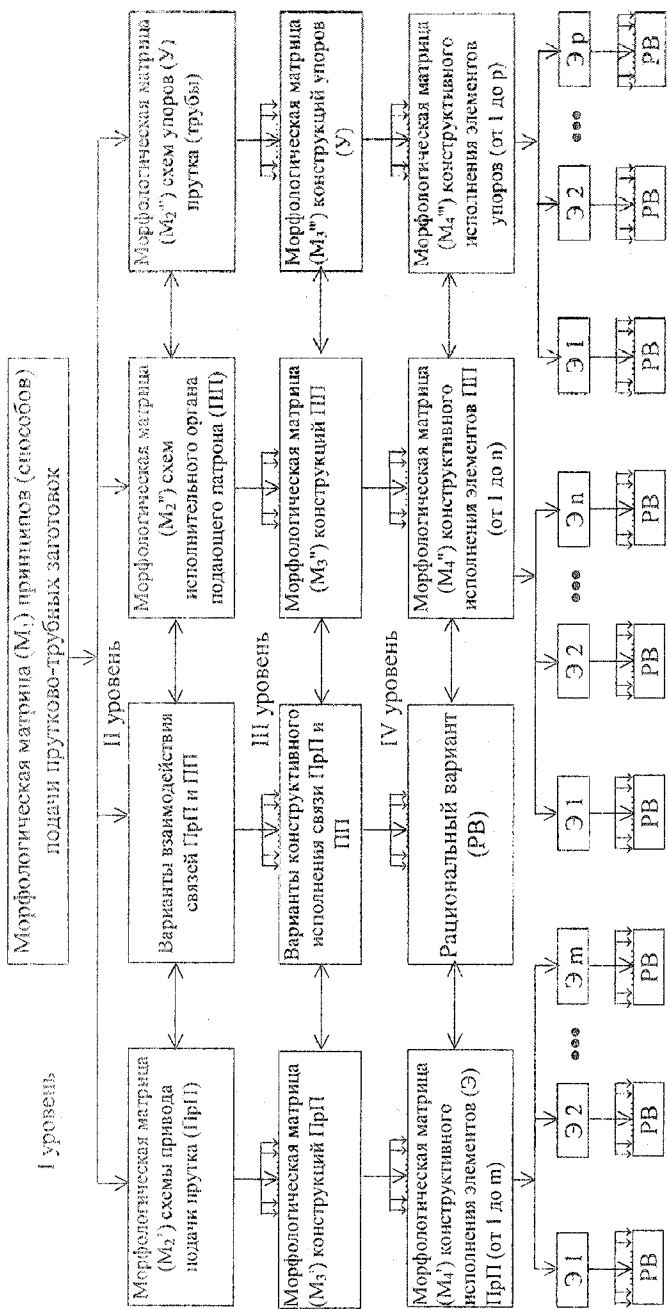


Рис. 1.30. Иерархия многовариантного поиска конструкторских решений при проектировании механизма подачи прутка методом морфологического анализа

Таблица 1.17. Морфологическая таблица (M_1) способов подачи прутково-трубных заготовок в МТА

1. Место взаимодействия ПП (ПЦ) с прутком	2. Сцепление ПП (ПЦ) с прутком	3 Расположение движущихся и тормозных сил	4. Наличие ушора
1.1. Внутри шпинделя 1.2. Снаружи шпинделя 1.3. Внутри и снаружи шпинделя	2.1. Упругое 2.2. Упруго-заклинивающее 2.3. Заклинивающее	3.1. Спереди 3.2. Сзади 3.3. Спереди и сзади 3.4. По всей длине	4.1. Есть 4.2. Нет

Для ПП (ПЦ) по признаку 2 могут быть предложены различные способы реализации сцепления с прутком (трубой) и схемы фрикционного взаимодействия (рис.1.31).

Передача сцепления при движении ПП (ПЦ)	Силы создания сцепления ПП (ПЦ) с прутком		
	Упругие	Упруго-заклинивающие	Заклинивающие
Любом			
Поступательном			
Вращательном			

Рис. 1.31. Возможные способы подачи прутка (трубы) при фрикционном взаимодействии с ПП (ПЦ)

В существующих конструкциях ТА способ подачи (рис.1.32) определяется типом используемого привода с учетом действующих сил со следующими обозначениями, используемыми для кодирования: 1,2 – основные движущие и тормозящие силы; 3 –дополнительная тормозящая сила; 4 – радиальная сила зажима, развиваемая ПП (ПЦ).

№ ПП	Схема расположения движущих и тормозящих сил	Код
1		00 412
2		10002
3		00012
4		00 421
5		04 312
6		2 4 2 1 2
7		14002
8		41002

Рис.1.32. Условное и кодированное обозначение сил, характеризующих способы подачи прутка

Из возможных взаимодействий ПП (ПЦ) с прутком широкое распространение получило контактное с помощью ПЦ (нормальное – радиальная сила упругости лепестков), тангенциальное или фрикционное (сила сцепления губок) и при торможении за счет нормального контактного взаимодействия, реализуемого упором (рис.1.32, поз.1). В автоматах продольного точения, разгон прутка малых диаметров или удержание его на упоре может осуществляться нормальным контактным взаимодействием с

помощью толкателя (рис.1.32, поз.2) или за счет предварительно выполненной канавки по а.с. СССР № 884867 (рис.1.32, поз. 3). Фрикционное взаимодействие можно использовать для разгона и торможение прутка (рис.1.32, поз. 4), совмещая движущие и тормозящие силы. Комбинированное расположение движущих и тормозящих сил может быть использовано как совмещенное фрикционное взаимодействие при разгоне и предварительном торможении и контактное при окончательном торможении (рис.1.32, поз. 5). Фрикционное и нормальное контактное взаимодействие могут быть распределенными (рис.1.32, поз. 6) по поверхности прутка (а.с. СССР № 831377). Кроме ПП тянущего типа могут быть и толкающие (рис.1.32, поз. 2,7,8). Таким образом, каждый вид взаимодействия реализуется большим числом конструктивных схем, при этом по способу создания фрикционных сил различают ПП упругие, заклинивающиеся и комбинированные (упруго-заклинивающиеся) (рис.1.31).

Выбрав 1-2 лучших варианта способа подачи для их реализации, переходим на II уровень (рис.1.30), где строятся морфологические матрицы M'_2 схем привода подачи ПрП прутка, M''_2 схем подающего патрона (ПП), M'''_2 схем упора (У) прутка.

В качестве примера в табл.1.18 приведена морфологическая матрица M'_2 , где основными признаками взяты: объект подачи; структура ПП (рабочая часть-подающий элемент, корпус, упругая часть, вспомогательный элемент); связи подающего элемента (с объектом подачи, корпусом, упругой частью) и корпуса (с упругой частью и приводом подачи).

Выбрав из каждой матрицы II уровня по 1-2 варианта, которые лучшим образом удовлетворяют комплексным критериям качества (количественным и качественным), переходим на III уровень конструктивного исполнения механизма подачи и упора прутка, где аналогично выбираются по 1-2 лучших варианта из матриц M'_4 , M''_4 и M'''_4 .

В настоящей диссертации более подробно рассмотрена многоуровневая задача синтеза широкодиапазонных ПП (ПЦ) повышенной долговечности.

1.9.2. Синтез подающих патронов и цапг методом морфологического анализа

При разработке новых конструкций ПП и ПЦ основными критериями должны быть кроме точности подачи прутка до упора и быстродействия, такие как широкодиапазонность и долговечность, которые между собой взаимосвязаны.

Таблица 1.18 Морфологическая таблица (M_2) схем подающего патрона

1. Объект подачи	Структура (элементы)				Связи (отношения)				Корпуса	
	2. Рабочая часть – подающий элемент	3. Корпус	4. Упругая часть	5. Вспомогательный элемент	Подающего элемента				9. С упругой частью	10. С приводом подачи
					6. С объектом подачи	7. С корпусом	8. С упругой частью	9. С упругой частью		
1.1.	2.1.1. Губка	3.1. Втулка упругая с разрезами	4.1. Лепесток консольный	5.1. Сепаратор	6.1. Упругим воздействием	7.1. Жесткая	8.1. Жесткая	9.1. Через пружину	10.1. Резьба	
Пруток	2.2. Шарик	3.2.	4.2. Лепесток двухопорный	5.2. Кольцо направляющее	6.2. Силовым воздействием	7.2. Упругий шарнир	8.2. Упругий шарнир	9.2. Жесткая	10.2. Байонетный замок	
1.2.	2.3. Ролик	3.2.	4.3. Винтовая	5.3. Втулка направляющая	6.3. Фрикционная	7.3. Механическое крепление	8.3. Механическое крепление	9.3. По конусу	10.3. Упругий замок	
Труба	2.4. Шайба наклонная	Цилиндр цельный	4.4. Цилиндрическая пружина	5.4. Нет	6.4. Заключиванием	7.4. Через пружину	8.4. Пайкой	9.4. Через резьбу	10.4. Фрикционная	
1.3 Пруток и труба	2.5.	3.3.	4.5. Втулка разрезная	5.4. Нет	6.5. Комбинированная	7.5. Фрикционная	8.5. Клеем	9.5. За одно целое	10.5. Нет	
1.4.	Пружина сжатия	Цилиндр составной	4.6 Нет		6.6.	7.6.	8.6. За одно целое	9.6. Нет		
Мерный пруток	2.6. Шайба многолепестковая	3.4. Нет					8.7. Нет			
1.5.										
Мерная труба	2.7. Разрезное кольцо				6.7. Нет	7.7. За одно целое	7.8. Нет			

Например, если ПП (ПЦ) применяются на станке в крупносерийном и массовом производстве для одного номинального размера (диаметра) прутка, то они обладают высокой долговечностью, так как при износе на значительную величину обеспечивается незначительное снижение силовой характеристики силы подачи P_n . В другом случае, если долговечные ПП (ПЦ) даже при значительном износе обеспечивают надежную подачу прутков нескольких номинальных размеров (диаметров), то они обладают широкодиапазонностью и могут применяться при сокращении переналадок и их комплектов в мелкосерийном производстве, что диктуется требованием настоящего времени.

На основании вышесказанного показателями качества ПЦ будут []: долговечность D ; стабильность силы сцепления (трения) K_p ; затраты на изготовление и эксплуатацию Z_E .

В соответствии с морфологической моделью M_2'' (табл. 1.18) разбиваем на 3 группы признаков: I-объект подачи; II-структура (элементы) ПП (ПЦ); III-связи (отношения) и записываем морфологическую матрицу:

$$M_2''(C_X) = \begin{array}{c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c} 1.1 & & 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 & & 6.1 & 7.1 & 8.1 & 9.1 & 10.1 \\ 1.2 & & 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 & & 6.2 & 7.2 & 8.2 & 9.2 & 10.2 \\ 1.3 & & 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 & & 6.3 & 7.3 & 8.3 & 9.3 & 10.3 \\ 1.4 & & 2.4 & 3.4 & 4.4 & 5.4 & & 6.4 & 7.4 & 8.4 & 9.4 & 10.4 \\ 1.5 & \wedge & 2.5 & & 4.5 & & \wedge & 6.5 & 7.5 & 8.5 & 9.5 & 10.5 \\ & & 2.6 & & & & & 6.6 & 7.6 & 8.6 & 9.6 & \\ & & 2.7 & & & & & 6.7 & 7.7 & 8.7 & & \\ & & & & & & & & & 7.8 & & \end{array} \quad (1.21)$$

Число возможных и невозможных различных решений будет

$$N_{\text{ок}} = 5.7.4.5.4.7.8.7.6.5 = 32982000.$$

Если объектом подачи является длинномерная заготовка (альтернатива 1.3), а для признака 6 исключить альтернативу 6.6 и 6.7, для признака 8 исключить альтернативы 8.4 и 8.5, то матрица (1.21) упростится:

$$M_2''(C'_X) = \begin{array}{c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c} 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 & & 6.1 & 7.1 & 8.1 & 9.1 & 10.1 \\ 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 & & 6.2 & 7.2 & 8.2 & 9.2 & 10.2 \\ 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 & & 6.3 & 7.3 & 8.3 & 9.3 & 10.3 \\ 2.4 & 3.4 & 4.4 & 5.4 & \wedge & 6.4 & 7.4 & 8.6 & 9.4 & 10.4 \\ 2.5 & & 4.5 & & & 6.5 & 7.5 & 8.7 & 9.5 & 10.5 \\ 2.6 & & & & & & 7.6 & & 9.6 & \\ 2.7 & & & & & & 7.7 & & & \end{array} \quad (1.22)$$

а число различных возможных решений будет:

$$N_{\text{вк}} = 7 \cdot 7 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 5 \cdot 8 \cdot 5 \cdot 6 \cdot 5 = 3360000.$$

Число решений довольно огромное, однако оно может быть существенно сокращено усечением матрицы и учетом конкретным критерием качества.

На рис.1.33 показаны некоторые варианты синтезированных с помощью морфологической модели M_2'' (табл.1.18) подающих цанг (поз. 3, 4) и патронов

№ п/п	Схема	Сочетание альтернатив
1	<p>5.4; 6.1; 7.7; 8.6; 9.5</p>	$1.1 - (2.1 + 3.1 + 4.1 + 5.4) - (6.1 + 7.7 + 8.6 + 9.5 + 10.1)$
2	<p>4.6; 6.4; 8.7; 9.6</p>	$1.1 - (2.2 + 3.2 + 4.6 + 5.1) - (6.4 + 7.4 + 8.7 + 9.6 + 10.1)$
3	<p>5.4; 6.1; 7.7; 8.6; 9.5</p>	$1.1 - (2.1 + 3.1 + 4.2 + 5.4) - (6.1 + 7.7 + 8.6 + 9.5 + 10.1)$
4	<p>5.4; 6.1; 7.7; 9.5</p>	$1.1 - (2.1 + 3.1 + 4.1 + 5.4) - (6.1 + 7.7 + 8.2 + 9.5 + 10.1)$ <u>8.2</u> - упругий шарик
5	<p>6.5; 7.7; 8.6; 9.2; 10.1</p>	$1.1 - (2.1 + 3.2 + 4.5 + 5.2) - (6.5 + 7.7 + 8.6 + 9.2 + 10.1)$

Рис. 1.33. Синтезированные схемы подающих цанг и патронов из морфологической матрицы M_2''

(поз. 2, 5). В отличие от стандартной цанги (поз.1, рис.1.33) с определенным сочетанием альтернатив показаны с подчеркиванием новые альтернативы, дающие отличные от стандартной ПЦ решения.

Дальнейшая переработка схем в конструкцию требует рассмотрения следующей морфологической матрицы M_2''' (рис.1.31), что дает множество конструктивных решений. Это наглядно видно даже на примере подающей цанги с упругим шарниром (поз.4, рис.1.33) по патента Украины № 35950А [].

Варианты упругого шарнира, соединяющего губку с упругой частью-лепестком, приведены на рис.1.34.

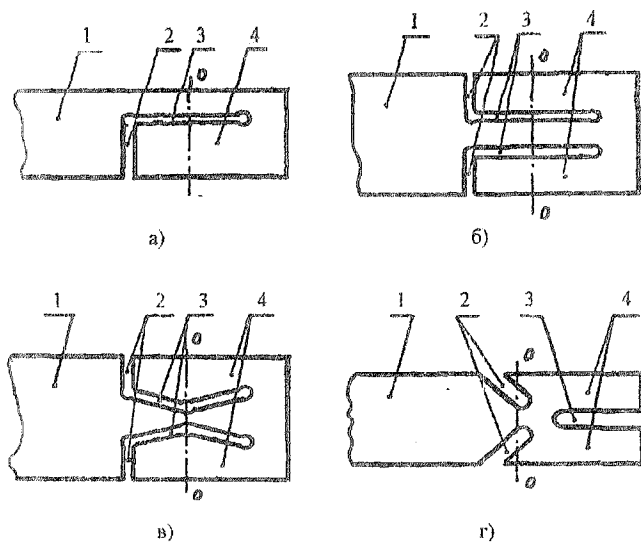


Рис.1.34. Варианты связей (упругого шарнира) губки цанги с лепестком (рис.2.6, п.4): 1- упругая часть; 2, 3 - прорезы, образующие упругий шарнир; 4 - губка

Морфологический анализ можно применять не только при синтезе МПП и их элементов (приводов, патронов), но при поиске новых решений для улучшения динамических характеристик, например, для снижения отскока прутка при встрече с жестким упором за счет подбора схем, конструкций и параметров связи между ПП (ПЦ) и трубой подачи (приводом подачи). При этом поиск лучшего решения должен учитывать и снижение расхода дорогостоящих конструкционных сталей на ПЦ (сталь 65Г, 9ХС, 60С2А, 60С2ХФ, 18ХГТ и др.).

Рассмотрим морфологическую модель подсистемы труба подачи - патрон (рис. 1.35), состоящую из следующих элементов: Э₁ – труба подачи; Э₂ – присоединительная часть; Э₃ – направляющая (центрирующая) часть; Э₄ – упругая часть; Э₅ – поддерживающая (направляющая) часть.

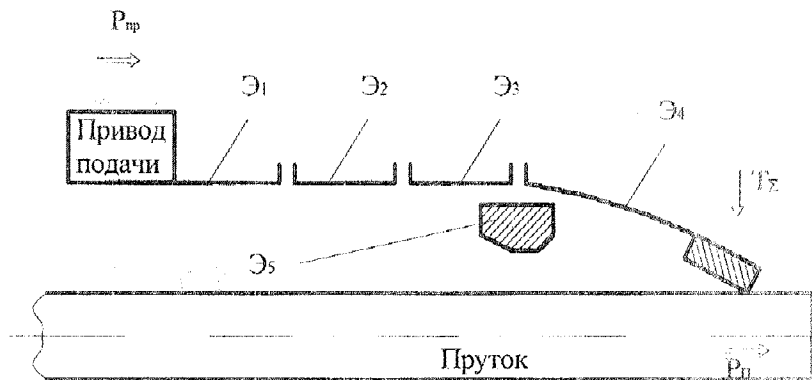


Рис. 1.35. Подсистема привод подачи – исполнительный орган (ИП или ИЦ)

Между элементами Э₁–Э₄ могут быть различные связи (связи элемента Э₅ не рассматриваем, ограничиваясь только местом его расположения), которые согласно структурной схеме (рис.1.36,а) представляют полной граф (рис.1.36,б) подсистемы труба подачи – исполнительный орган (рис.1.35).

Построим морфологическую модель подсистемы труба подачи – ИП, используя в качестве морфологических признаков элементы Э₁–Э₅, связи между элементами Э–Э₄ и место расположения элемента Э₅ (табл.1.19)

Для морфологической модели (табл.1.19) морфологическая матрица будет:

$$M_{ТП} \rightarrow \begin{array}{c|ccccc|c|c|c|c|c|c|c|c|} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 & 6.1 & 7.1 & 8.1 & 9.1 & 10.1 & 11.1 & 12.1 & & \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 & 6.2 & 7.2 & 8.2 & 9.2 & 10.2 & 11.2 & 12.2 & & \\ & 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 & 6.3 & 7.3 & 8.3 & 9.3 & 10.3 & 11.3 & 12.3 & & \\ 2.4 & 3.4 & 4.4 & 5.4 & & & & 8.4 & & & 11.4 & 12.4 & & \\ & 2.5 & & & 5.5 & & & 8.5 & & & & 12.5 & & \\ & & & & 5.6 & & & & & & & & & \end{array} \quad (1.23)$$

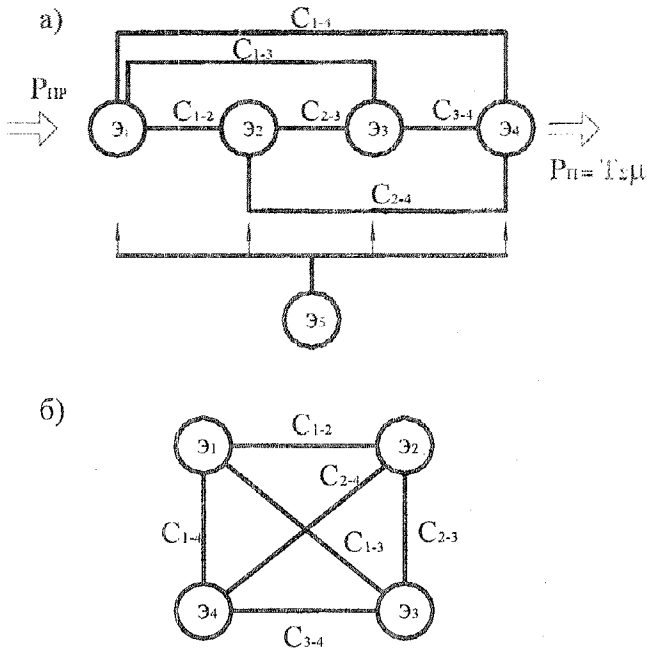


Рис. 1.36. Структурная схема (а) и полный граф (б) подсистемы труба подачи – исполнительный орган (патрон подачи)

Общее число возможных и невозможных решений

$$N_{\text{тн}} = 2 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 6 = 9331200.$$

Если отбросить у признаков альтернативу "Нет", то число решений уменьшается сразу в 32,4 раза и станет

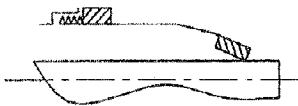
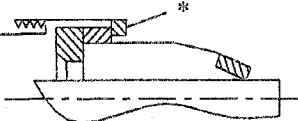
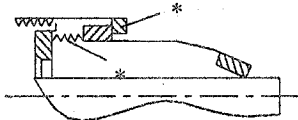
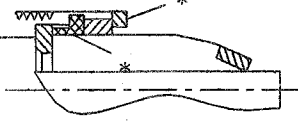

$$N'_{\text{тн}} = 4 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 5 = 288000.$$

На основании выбора множества сочетаний альтернатив из морфологической модели (табл. 1.19) синтезированы новые схемы ПП (рис. 1.37, п.п. 2-5) на уровне изобретений в сравнении с стандартной ПЦ (рис. 1.37, п. 1). Варианты X₁-X₅ записаны в виде морфологических формул:

$$\begin{aligned} X_1 &\rightarrow |1.1 + 2.1 + 3.1 + 4.2 + 5.6| \wedge |6.1 + 7.1 + 8.1 + 9.1 + 10.1 + 11.4| \wedge |12.6| \\ X_2 &\rightarrow |1.1 + 2.1 + \underline{3.3} + 4.2 + 5.1| \wedge |6.1 + 7.1 + 8.1 + 9.1 + 10.1 + \underline{11.2}| \wedge |12.1| \\ X_3 &\rightarrow |1.1 + 2.1 + \underline{3.3} + 4.2 + 5.1| \wedge |6.1 + 7.1 + \underline{8.2} + 9.1 + 10.2 + \underline{11.2}| \wedge |\underline{12.2}| \\ X_4 &\rightarrow |1.1 + 2.1 + \underline{3.3} + 4.2 + 5.1| \wedge |6.1 + 7.1 + \underline{8.3} + 9.1 + 10.2 + \underline{11.2}| \wedge |\underline{12.2}| \\ X_5 &\rightarrow |1.1 + 2.1 + \underline{3.3} + 4.2 + 5.1| \wedge |6.1 + 7.1 + \underline{8.4} + 9.1 + 10.2 + \underline{11.2}| \wedge |\underline{12.2}| \end{aligned}$$

Здесь подчеркнуты новые альтернативы признаков по сравнению с вариантом X₁.

Приведенные примеры не исчерпывают новые решения по ПП (ПЦ) на уровне изобретений, которые могут быть получены из морфологических моделей (табл. 1.18 и 1.19).

№ п/п	Сочетание	Схема ПП (ПЦ)	Альтернативные решения	
1	X ₁		Жесткая связь ПЦ с трубой подачи с помощью резьбы (ГОСТ 2877-80)	
2	X ₂		Связь ПЦ с трубой подачи с помощью резьбового замка (заявка на патент Украины № 2001106946)	жесткого
3	X ₃			упругого
4	X ₄			упруго-демпфирующего
5	X ₅			демпфирующе-вязкого

* - Элементы новизны

Рис. 1.37. Стандартная и синтезированные схемы ПП и ПЦ по морфологической модели (табл. 1.19)

1.9.3. Применение ассоциативных методов при синтезе долговечных и широкодиапазонных подающих патронов

Наиболее удачно для синтеза новых ПП (ПЦ) можно применить методы фокальных объектов (ФО) и гирлянд случайностей и ассоциаций (ГСА), которые относятся к группе ассоциативных методов поиска новых технических решений [1, 11, 25].

Метод ФО требует минимальной информационной подготовки и позволяет больше использовать знания в различных областях. Он направлен на ослабление психологической инерции путем использования ассоциаций и метафор в характеристике объекта.

Между двумя совершенно различными понятиями (словами) можно осуществить логическую связь, т.е. осуществить ассоциативный переход в 4-5 шагов (max 10).

Возьмем 2 различных понятия: «клубба» и «цанга». Осуществим ассоциативный переход: «клубба» - «цветок», «цветок» - «лепесток», «лепесток-цанга».

Последовательность применения метода ФО следующая (6 этапов):

1. Выбираем объекта усовершенствования (фокальный метод).
2. Выбираем 3-4 случайных объекта (наугад, по словарю, техническому журналу и т.п.).
3. Составляем списки признаков случайных объектов (4-6 признаков, описывающих сущность и внешние характеристики объекта).
4. Генерируем идеи путем присоединения признаков случайных объектов к фокальному объекту.
5. Полученные сочетания развиваем путем свободных ассоциаций (не следует буквально понимать полученные сочетания, необходимо их развивать).
6. Оцениваем полученные идеи с участием экспертов по данному вопросу и отбираем полезные решения.

Пример. Необходимо создать широкодиапазонный ПП, обеспечивающий подачу прутково-трубных заготовок во всем рабочем диапазоне диаметра ТА.

Выполнение первых трех этапов можно представить в виде таблицы (табл.1.20).

Развивая признаки случайных объектов, переносим их на ШПП (этап 4).

Признаки телевизора:

ШПП – плоский (состоит из плоских пластин);

ШПП –регулируемый (регулируется на разный диаметр прутка);

ШПП –многоканальный (многолепестковый) и т.д.

Таблица 1.20. Три этапа метода фокальных объектов

ФО-фокальный объект	Случайные объекты	Признаки случайных объектов
Широкодиапазонный подающий патрон (ШПП)	Телевизор	Цветок, плоский, объемный, регулируемый, многоканальный, кнопочное переключение, автомобильный, красивый
ШПП	Кино	Широкоэкранный, стереофонический, цветной, передвижной, игровой, комедийный
ШПП	Фотоаппарат	Широкоформатный, черный, с футляром, с дистанционным управлением, с раздвижной диафрагмой, с выдвижным фокусом
ШПП	Колесо	Автомобильное, велосипедное, деревянное, железное, с камерой, с бескамерной резиной, с шинами, водяное, ветряное

Признаки кино:

ШПП – широкоэкранный (разворачиваемый в большой размер),

ШПП – цветной (как цветок, лепестки которого то сворачиваются к ночи, то разворачиваются утром);

ШПП – передвижной (изменение размера перемещением губок); и т.д.

Признаки фотоаппарата:

ШПП – широкоформатный (с изменяющимся размером рабочего отверстия);

ШПП – с раздвижной диафрагмой (с изменяемым угловым положением лепестков);

ШПП – с выдвижным фокусом (с изменяемой длиной лепестка и диаметра рабочего отверстия) и т.д.

Признаки колеса:

ШПП – автомобильный (зажимные элементы имеют форму автомобильного колеса);

ШПП – велосипедный (упругие элементы выполнены в виде спиц, расположенных по окружности соосно оси патрона);

ШПП – с шипами (вместо губок различной высоты на лепестках); и т.д.

Путем свободных ассоциаций даже из перечисленных идей развитие

полученных сочетаний дает массу новых решений (не следует буквально понимать полученные сочетания, необходимо их развивать, обращаясь к различным признакам случайных объектов и преследуя одну цель – расширение диапазона).

Многие решения могут быть на уровне изобретений, поэтому не имеет смысла их раскрывать до оформления заявок на предмет получения патента. Остановимся только на одной идее (от признаков фотоаппарата), которая в настоящее время оформляется заявкой на изобретение: ШПП с выдвижным фокусом (с изменяемой длиной лепестка-пластины и одновременным изменением диаметра проходного сечения) (рис.1.38) [54].

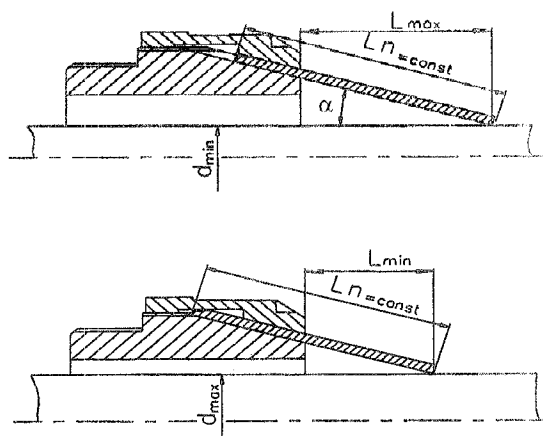


Рис.1.38. Идея ШПП с изменяемым положением плоских лепестков для подаваемых прутков: а- минимального диаметра d_{min} ; б- максимального диаметра d_{max} при диапазоне охвата $\Delta d = d_{max} - d_{min} = 2(L_{max} - L_{min}) \cdot \sin \alpha$.

Усовершенствованием метода ФО является метод гирлянд случайностей и ассоциаций (ГСА).

Этот метод является дальнейшим развитием метода фокальных объектов, разработанный советским изобретателем Г.Я. Бушем в 1972 году [11]. При решении изобретательских задач возникает проблемная ситуация – пропасть между известным и искомым, отсутствие основания, на чем поставить надежные опоры для построения моста между ними.

Такая ситуация возникает при поиске решения большинства конструкторско-изобретательских задач. При этом трудно применять традиционные логические приемы, делать дедуктивные выводы. В таких случаях наиболее результативный способ построения моста – «подвешивания» его на гирляндах ассоциаций и метафор.

Получение регулярных и эффективных результатов обычно связано с переносом знания в отдельную область, интерпретацией новых идей через обходные (ассоциативные) слова. Эвристическая ценность ассоциаций и метафор повышается их эмоциональной подкраской.

Метод ГСА включает последовательное выполнение ряда шагов — операций обработки информации:

1. Определение синонимов объекта (I гирлянда синонимов).
2. Произвольный выбор объектов из слов, взятых наугад (II гирлянда случайных объектов).
3. Составление комбинации элементов гирлянды синонимов и гирлянды случайных объектов (III гирлянда).
4. Составление сведенного в таблицу перечня признаков случайных объектов в течение 2-3 мин с перечислением как основных, так и второстепенных малозначительных признаков.
5. Генерирование идей путем поочередного присоединения к техническому объекту и его синонимам признаков случайно выбранных объектов (IV гирлянда).
6. Генерирование гирлянды ассоциаций поочередного из признаков случайных объектов (V гирлянда).
7. Генерирование новых идей (IV гирлянда) путем присоединения к элементам I гирлянды синонимов технического объекта поочередно элементов V гирлянды свободных ассоциаций.
8. Оценка и выбор рациональных вариантов.
9. Отбор наилучшего варианта из рациональных разными способами.

Пример: Предложить новые оригинальные и полезные ПЦ для подачи прутка с целью повышения их долговечности.

I гирлянда синонимов для слов: подающая цапга- подающий патрон- толкатель-извлекатель.

II гирлянда случайных объектов: роза- полупроводник- облепиха- труба.

III гирлянда- комбинации: ПЦ в виде розы, ПЦ как полупроводник, ПЦ в виде облепихи, ПЦ в виде трубы,..., извлекатель в виде розы, извлекатель как полупроводник, извлекатель в виде облепихи, извлекатель в виде трубы.

Составляем перечень признаков случайных объектов (табл.1.21).

Попытаемся генерировать идеи и гирлянды ассоциаций: ПЦ многолепестковая как роза с шипами, ПП, выполненный в виде свернутой трубы 1 (рис.1.39) с отогнутыми лепестками 2 и вставленной в пластмассовую трубу-корпус 3 с упорным фланцем 4.

Таблица 1.21. Случайные объекты

Наименование случайных объектов	Признаки случайных объектов
Роза	Колючая, многолепестковая, с шипами, самораскрывающаяся, сворачиваемая, чайная и т.д.
Полупроводник	Тока в одном направлении, электрический, гидравлический, пневматический, часть моста (электрического), высокого напряжения и т.д.
Облепиха	Ветвистая, стальная, пластмассовая, дырявая, гибкая, гнутая, тонкостенная, толстостенная и т.д.

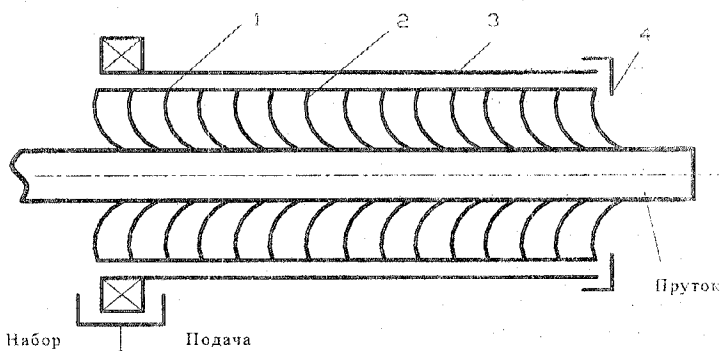


Рис. 1.39. Долговечный ПЦ в виде многолепестковой трубы

1.9.4. Предлагаемые новые конструкции подающих патронов и цанг

С применением методов морфологического анализа, фокальных объектов и гирлянд случайностей и ассоциаций предложены схемы, которые были подвергнуты конструктивной проработке применительно к ОТРА и МТА различных моделей.

Конструкция ПЦ по патенту Украины №35950А представляет собой цилиндрическую втулку, в которой согласно стандарта (ГОСТ 2877 – 80) выполнен вариант взаимодействия привода подачи с исполнительным органом (подающим патроном) в виде метрической резьбы – присоединительная часть 1 (рис. 1.40). Для направления и центрирования патрон снабжен направляющим пояском 2. Остальная цилиндрическая часть 3 имеет продольные разрезы 4;

образующие упругие лепестки и рабочие губки с продольными 6 и поперечными 5 разрезами, создающими упругий шарнир с условной осью О-О с разными вариантами исполнения.

Предварительное сведение лепестков производится силой, приложенной к губке в месте расположения условной оси упругого шарнира или немного смещенном в сторону заделки лепестка (возможно производить сведение двумя силами, приложенными по разным сторонам от условной оси упругого шарнира). Затем это состояние подающей цанги термофиксируется.

ПЦ работает следующим образом. При заправке прутка в подающую цангу за счет упругой деформации лепестков создается сила, зажимающая пруток. Тем самым обеспечивается необходимая сила сцепления. При изменении диаметра прутка, в пределах допуска на него, или по мере износа рабочего отверстия происходит поворот конца упругой части лепестка, примыкающего к упругому шарниру. Однако за счет небольшого перераспределения контактных давлений по длине губки этот поворот компенсируется противоположно направленным поворотом губки в упругом шарнире.

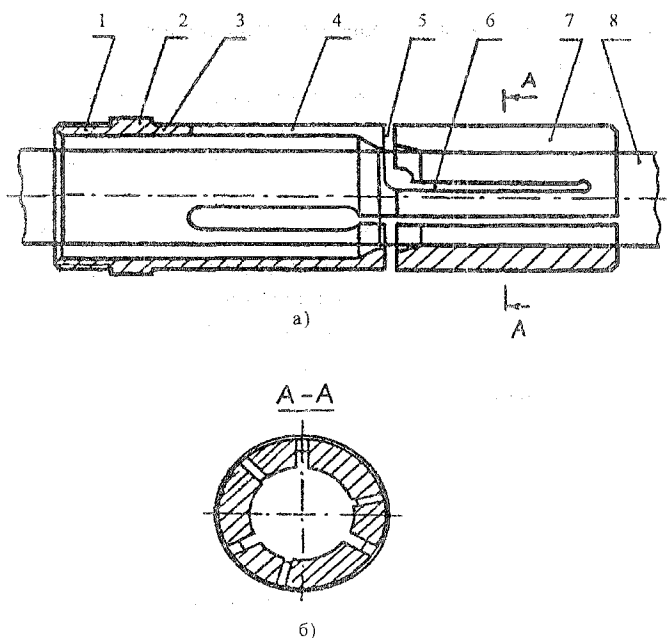


Рис. 1.40. Конструкция подающей цанги с упругим шарниром

Таким образом обеспечивается положение губки, параллельное поверхности прутка при изменении в определенных пределах диаметра прутка или износа рабочего отверстия. Это позволяет уменьшить удельные контактные напряжения в губке, стабилизировать точку приложения равнодействующей силы, приложенной к губке, в месте условной оси упругого шарнира, увеличить равномерно изнашиваемую длину губки до 0,5 и более общей длины лепестка.

Повышение стабильности осевой силы сцепления, определяемой по силе проталкивания, достигается за счет стабилизации точки приложения равнодействующей силы, приложенной к губке, при изменении диаметра прутка и величины износа губки.

Следующими конструктивными решениями являются ПП по патенту Украины, которые обеспечивают экономию дорогостоящих сталей (рис. 1.41).

ПП выполнен в виде многолепестковой гильзы с буртом слева и продольными прорезями справа, предварительно сведенными во время термофиксации лепестков (с губками или без них). Цанга 1 (рис. 1.41, а) прижата к трубе подачи 2 (корпус) накидной гайкой 3. Внутри трубы подачи 2 в расточке размещено кольцо 4 с заходным конусом В под углом α в пределах 15 - 30°.

Есть альтернативные решения исполнения подающего патрона, изображенные на рис. 1.41, б – д.

В ПП цанга 1 (рис. 1.41, б) прижата к торцу переходной втулки 6 (корпус) накидной гайкой 3, переходная втулка в свою очередь ввинчивается в трубу подачи 2. Внутри переходной втулки 6 в расточке размещено кольцо 4 с заходным конусом.

В ПП цанга 1 (рис. 1.41, в) прижата пружиной 7 к бурту накидной гайки 3.

В ПП цанга 1 (рис. 1.41, г) прижата упруго-демпфирующим элементом 8, например в виде резины, до бурта накидной гайки 3.

В ПП цанга 1 (рис. 1.41, д) труба подачи 2, накидная гайка 3 и кольцо с заходным конусом 4 создают замкнутую камеру, которую заполняет демпфирующий элемент 9, например, гидропласт. Бурт цанги 1 и внутренняя поверхность трубы подачи 2 создают зазор e , который дросселирует перетекание демпфирующего элемента с одной части камеры в другую, гася этим самым продольные колебания прутка, которые возникают при встрече с упором.

ПП (рис. 1.42) размещен в трех местах вдоль трубы подачи. Первый патрон фиксируется аналогично как на предыдущих рисунках. Второй патрон устанавливается между двумя трубами подачи 2 и 10. Третий патрон прижат к трубе подачи 10 накидной гайкой 11, которая имеет проточки под направляющее кольцо 4 и под направляющий поясок цанги 1.

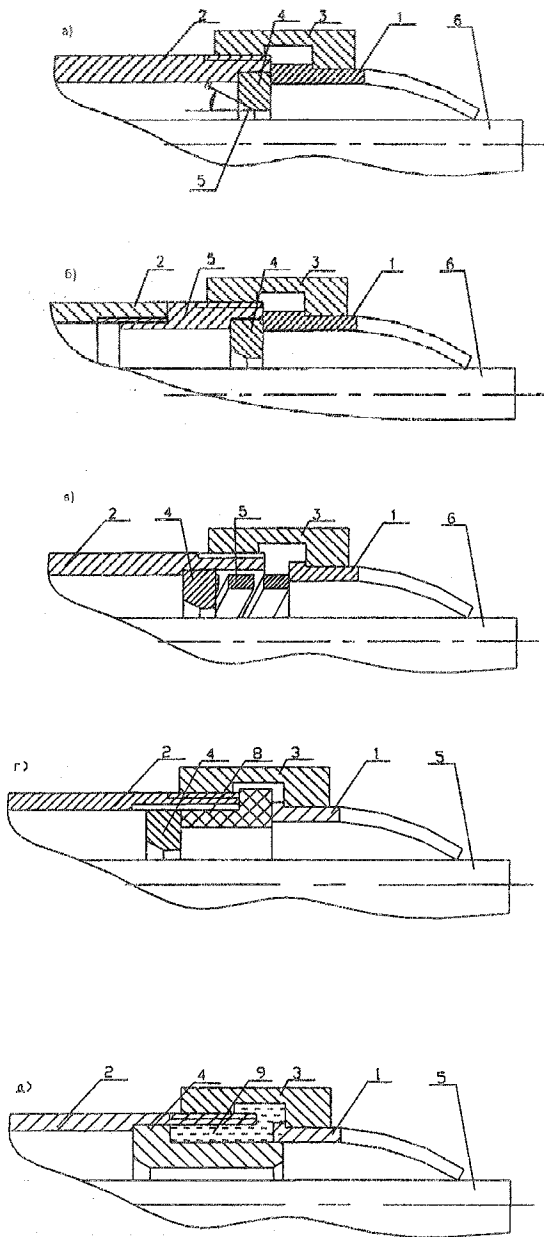


Рис. 1.41. Конструктивные решения ПШ с накладной гайкой и сменной ПЦ

ПП работает следующим образом. При заправке прутка 5 в ПП за счет упругой деформации лепестка создается усилие, которое зажимает пруток. Этим самым обеспечивается необходимая сила сцепления. При изменении диаметра прутка 5, вне границ допуска на него, или при износе рабочего отверстия вывинчивают накидную гайку 3 и заменяют цапгу 1 и кольцо 4 с заходным конусом.

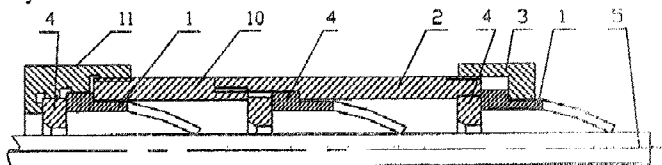
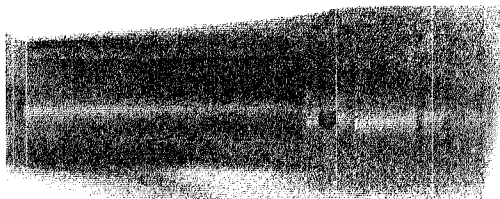
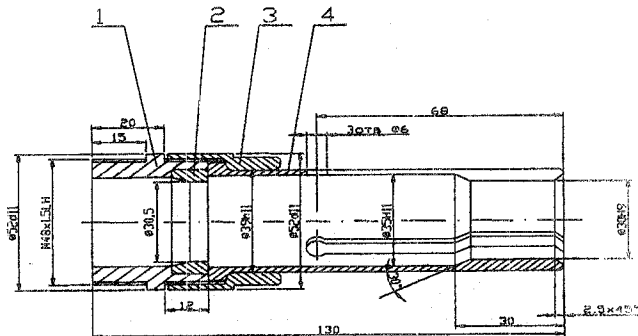


Рис. 1.42. Труба подачи с размещенными в трех местах ПЦ, выполняющими функции подачи и поддержки прутка

В ОАО «Веркон» (г. Киев) по разработанным чертежам (рис. 1.43) были изготовлены опытные образцы ППП по варианту (рис. 1.41, б) применительно к МТА мод. 1Б240 – 6 на номинальный диаметр 30 мм, и мод. 1Б265-6 на диаметр 50 мм., которые дали положительные результаты при предварительных испытаниях.



а)



б)

Рис. 1.43. Общий вид (а) и рабочий чертеж (б) ППП по схеме (рис. 5.2,б): 1 – втулка переходная; 2 – кольцо направляющее; 3 – гайка накидная; 4 – цапга подающая

Литература к главе 1

1. Автоматизация поискового конструирования (искусственный интеллект в машинном проектировании) / А.И. Половинкин, Н.К. Бобков, Т.Я. Буш и др.: под ред. А.И. Половинкина. – М.: Радио и связь. – 344 с.
2. Адаптивное управление технологическими процессами / Ю.М. Соломенцев, В.Г. Митрофанов, С.П. Протопопов и др. – М.: Машиностроение, 1980. – 536 с.
3. Антоноук Е.Я. Динамика механизмов переменной структуры. – К.: Наук. думка, 1988. – 184 с.
4. Блюмберг В.А., Глуценко В.Ф. Какое решение лучше? Метод расстановки приоритетов. – Л.: Лениздат, 1982. – 160с.
5. Блюмберг В.А. Использование метода расстановки приоритета для структуризации и решения управленческих задач в НИИ и КБ / Труды ЛИЭТИ / Совершенствование, организация и планирование отраслевых, научных и опытно-конструкторских разработок. – Л.: 1977. – Вып. 133. – С.42-47.
6. Вачев А.А. Разработване и изследване на метод и устройства за стабилизиране на силовите характеристики на цапговите затягащи механизми: Дис. ... канд. техн. наук: – Габрово-К., 1983. – 141 с.
7. Вейд В.Л., Фридман Л.И. Электромеханические зажимные устройства стаяков и станочных линий. – Л.: Машиностроение, 1973. – 262 с.
8. Волчеквич Л.И., Кузнецов М.М., Усов Б.А. Автоматы и автоматические линии (ч.1 – Основы проектирования, 230 с., ч. 2 – Системы управления и целевые механизмы, 336 с.) / Под ред. Шаумяна Г.А. – М.: Высшая школа, 1976.
9. Дальский А.М. Цапговые зажимные механизмы. – М.: Машиностроение, 1966. – 168с.
10. Дементьев В.И. Теоретическое обоснование, разработка конструкции, технология изготовления и опыт применения стержневых широкодиапазонных подающих цапг со сложным сопротивлением. Дис. канд. техн. наук: Горький, 1987. – 186с.
11. Дворянкин А.М., Половинкин А.И., Соболев А.Н. Методы синтеза технических решений. – М.: Наука, 1977. – 103с.
12. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении. Справочник: в 2-х т. – 2-е изд. – М.: Издательство стандартов, 1989.- Т.1. – 263 с.

13. Ильицкий В.Б., Микитянский В.В., Сердюк Л.М. Станочные приспособления. Конструкторско-технологическое обеспечение эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 208 с.
14. Ильицкий В.Б. Погрешность закрепления заготовок в приспособлениях. – М.: Машиностроение, 1986. – 136с.
15. Ильицкий В.Б. Повышение точности и производительности обработки деталей обеспечением эксплуатационных свойств станочных приспособлений. Дис... докт. техн. наук. – Брянск, 1995. – 312 с.
16. Колев К.С., Горчаков Л.М. Точность обработки и режимы резания. – Изд. 2-е перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1976. – 144 с.
17. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1983. – 285с.
18. Косилова А.Г., Мещеряков Р.К., Калинин М.А. Точность обработки, заготовки и припуски в машиностроении. Справочник технолога. – М.: Машиностроение, 1976. – 288с.
19. Кузнецов Ю.И., Маслов А.Р. Оснастка для станков с ЧПУ. Справочник. – М.: Машиностроение, 1990. – 512 с.
20. Кузнецов Ю.И. Конструкции приспособлений для станков с ЧПУ. – М.: Высшая школа, 1988. – 303 с.
21. Кузнецов Ю.Н. Контактные деформации зажимного элемента патрона с поверхностью круглой заготовки // Технология и автоматизация машиностроения. – 1979. - №23. – С.30-37.
22. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием. Монография (в 2-х частях) – К.: ООО «ЗМОК» - ООО «ГНОЗИС» – ч.1, 2009. – 270 с., ч.2, 2010. – с.
23. Кузнецов Ю.Н. Новые цанговые зажимные и подающие механизмы. – М.: Машиностроение, 1989. – 56с.
24. Кузнецов Ю.Н., Срибный Л.Н. Повышение эффективности токарных автоматов. – К.: Техника, 1989.- 168 с.
25. Кузнецов Ю.Н. Использование эвристических приемов в работе конструктора станочной оснастки. – М.: УТПМ, 1992. – 86с.
26. Кузнецов Ю.Н., Проскуряков К.И. Комплексный показатель качества механических устройств // надежность и контроль качества. -- 1981. - №2.
27. Кузнецов Ю.Н., Вачев А.А. Основные характеристики самонастраивающихся цанговых патронов // Станки и инструмент. – 1986. - №2. – С.

28. Кузнецов Ю.Н., Рамадан В.А., Литвин А.В. Выбор основных параметров многоленестковых широкодиапазонных подающих цапг // 36.наук.праць КДГУ. – Кіровоград, 2000, №9. – С.244-250.
29. Кузнецов Ю.Н. Новое в теории и практике зажимных механизмов // Вестник КПИ, серия машиностроение. – 1998. – №33. – С.
30. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов. Дис...докт. техн. наук.- М.: 1984. 515 с
31. Кузнецов Ю.Н., Дементьев В.И. Широкодпазонные цапговые патроны // Станки и инструмент. – 1984. - №1.
32. Кузнецов Ю.Н., Кухарец А.В. Новые зажимные механизмы станков-автоматов. – К.: Техніка, 1979 – 151с.
33. Кузнецов Ю.М. Цільові механізми верстатів-автоматів і верстатів з ЧПК. Навчальний посібник. – К. – Тернопіль: ТОВ “ЗМОК” – ПП “ГНОЗИС”, 2001. – 354с.
34. Кузнецов Ю.М., Волошин В.Н., Кушик В.Г. Схеми охоплення заготовок різними затисковими патронами // Вісник ТДТУ. – 2002. – №3.т.7. – С.23-28.
35. Кушик В.Г. Анализ и синтез широкодиапазонных цапговых патронов прутковых автоматов: Дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01. – К., 1993. – 199 с.
36. Кушій І.Л. Функціонально-модульний аналіз та проектування приводів затиску змінної структур из геометричним замиканням токарних автоматів. Дис. ... канд. техн. наук. – Луцьк, 2004. – 247с.
37. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. - М.: Машиностроение, 1971.-264с.
38. Лякас Р.И. Исследование жесткости токарных патронов и нормирование. Дис. ... канд. техн. наук. – М., 1977. – 245 с.
39. Маталин А.А. Точность механической обработки и проектирование технологических процессов. – Л.: Машиностроение, 1979. – 318 с.
40. Металлорежущие станки и станочные системы: Учебник-справочник.
41. Микитянский В.В. Совершенствование методов проектирования станочных приспособлений, обеспечивающих точность и производительность обработки. Дис. ... докт. техн. наук. – М., 1986. – 346 с.
42. Микитянский В.В. Точность приспособлений в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1984. – 128 с.
43. Муминов Н.А., Исмаилов Б.М., Сафаров Т. И др. Повышение обработки на одно- и многоинструментальных станках. – Ташкент: Фан, 1982. – 140 с.
44. Нагорняк С.Г. Синтез инструментально-станочной оснастки на основе анализа кинематики лезвийной обработки. Дис. ... докт. техн. наук в форме научного доклада. – Киев, 1991. – 36 с.

45. Невельсон М.М. Автоматическое управление точностью обработки на металлорежущих станках. – Л.: Машиностроение, 1982. – 184 с.
46. Орликов М.Л. Проектирование механизмов станков-автоматов. М.: Машиностроение, 1968.-248 с.
47. Орликов М.Л. Пути улучшения конструкции зажимных механизмов токарных автоматов и револьверных станков // Автоматизация в машиностроении. – К.: Машгиз. – 1955г. – С.53-66.
48. Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н. Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков. – М.: Машиностроение, 1977. – 142с.
49. Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н., Красуцкий В.А. Комплексная проверка цанговых механизмов зажима и подачи // Технология и организация производства. - 1970. - №2.
50. Палей М.М. Технология производства приспособлений, штампов и прессформ. – М.: Машиностроение, 1971. – 242с.
51. Подураев В.Н. Автоматически регулируемые и комбинированные процессы резания. – М.: Машиностроение, 1977. – 304 с.
52. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1977. – 390 с.
53. Ракович А.Г. Автоматизация проектирования приспособлений для металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1980. – 136 с.
54. Рамадан В.А. Синтез широкодиапазонных подающих патронов повышенной долговечности для токарных автоматов. Дис....канд.техн.наук. – К., 2002. – 187с.
55. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник / Ю.Н.Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под ред. Ю.Н.Кузнецова.- К.: Техника; София: Гос. изд-во «Техника», 1988. – 222 с.
56. Самоцентрирующие патронницы и цангови затягащи механизми: Справочник / Ю.Н.Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков / Под ред. А.Й. Цървенкова.- София: «Техника», 1989. – 163 с.
57. Сидорко В.И. Динамическое качество системы патрон-деталь прутковых автоматов. Дис. ... канд. техн. наук. – К., 1986. – 139 с.
58. Сиксимов А.А. Совершенствование средств технологического оснащения процесса обработки отверстий осевым инструментом. Дис. ... канд. техн. наук. – Нижний Новгород, 1992. – 295 с.
59. Токарные многошпиндельные автоматы / Под ред. В.И. Чергикало и кол. авторов. – М.: Машиностроение, 1978. – 309 с.
60. Торба В.В. Исследование и разработка методов повышения жесткости консольного закрепления заготовок на токарных автоматах. Дис.... канд. техн. наук. – Киев, 1981. – 192 с.

61. Трясунов Н.Г., Панков А.С. Механизмы для зажима некалиброванного прутка. – Станки и инструмент, 1954, №9. – С.12-14.
62. Филимонов Л.В. Исследование точности обработки на прутковых автоматах фасонно-стрезного точения. – В кн.: Вопросы автоматостроения / Под ред. Г.А. Шаумяна. – М.: Машгиз, 1959. – С.123-182.
63. Фридлиндер И.Г. Расчеты точности машин при проектировании. – Киев-Донецк: Выща школа, 1980. – 184 с.
64. Цървенков А., Чованов К., Велков В. Механизировани затягащи средства. – София: Техника, 1979. – 215 с.
65. Чумаков Г.С. Технологічна оснастка: Навч.пос. – Суми: Вид-во СумДУ, 2001. – 216с.
66. Шаумян Г.А. Автоматы и автоматические линии. – М.: МЛшгиз, 1961. – 552с.
67. Шевченко А.В. Повышение эффективности механизмов микроперемещения и закрепления инструментов токарных модулей. – Дис. ... канд.техн.наук. – Киев, 1990. – 123с.
68. Handbook of Fixture Desing. A practical Reverence book of Workholding Principles and Design for all Classes of Machining, Frank W.Wilsen. – New York, Toronto, London, 1962.

ГЛАВА 2. УСТРОЙСТВА АВТОМАТИЧЕСКОЙ СМЕНЫ ЗАЖИМНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ И ШИРОКОДИАПАЗОННЫЕ ЦАНГОВЫЕ ПАТРОНЫ

2.1. Способы реализации схем охвата диапазона размеров зажимных заготовок

Как было отмечено в п.1.3 главы 1 настоящей монографии, способы охвата размеров заготовок зажимными патронами на токарных автоматах можно разделить на три: дискретный (ступенчатый); дискретно-непрерывный (ступенчатого-бесступенчатый), непрерывный (бесступенчатый) (рис.2.1).

Широкое распространение получили автоматические зажимные патроны с дискретной и дискретно-непрерывной схемами охвата диаметров заготовок (автоматическая или ручная замена кулачков, цанг, вставок или их комплектов), которые предлагают на рынке зажимной оснастки ряд фирм.

В настоящее время в условиях гибкого автоматизированного производства дискретный (ступенчатый) способ охвата предусматривает не только смену зажимных элементов и их комплектов [1, 3], но и целых узлов или рабочих органов: патронов, шпиндельных узлов с патронами и без них, шпиндельных бабок с различными шпиндельными узлами [7, 18].

Непрерывный (бесступенчатый) способ охвата является наиболее перспективным, но пока еще не получил широкого распространения из-за сложности решения заданий из обеспечения ряда противоречивых требований.

Основные противоречия между силой и точностью зажима, между силой и жесткостью зажима, между жесткостью и точностью зажима [9], поэтому широкодиапазонные и быстропереналаживаемые зажимные патроны не могут быть высокоточными, если состоят из набора элементов. Достижение высокой точности при широкодиапазонности требует принципиально новых решений [2, 3, 9, 14].

В табл. 2.1 приведены схемы цанговых патронов, реализующие различные схемы охвата.

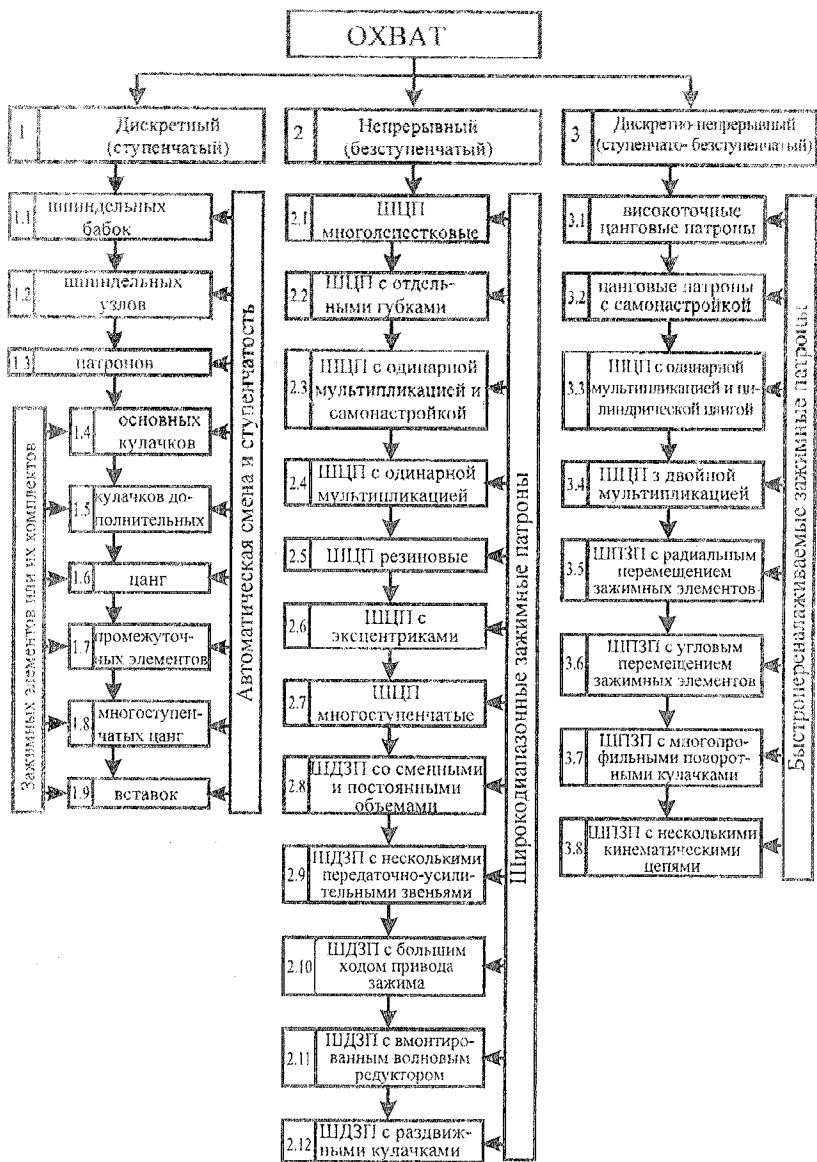
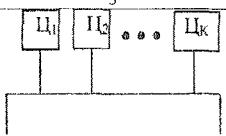
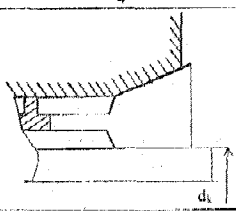
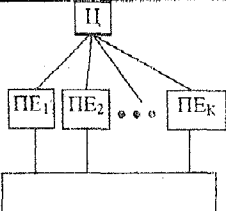
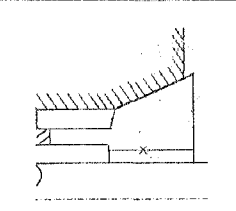
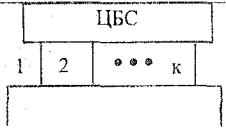
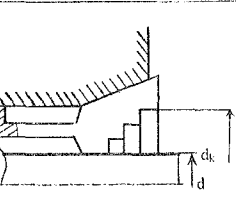
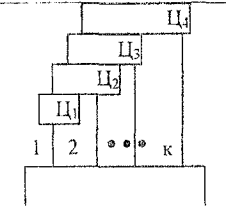
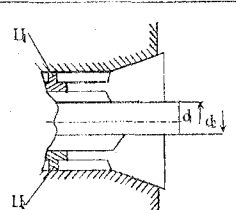
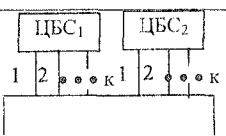
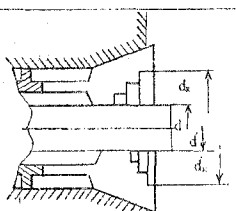
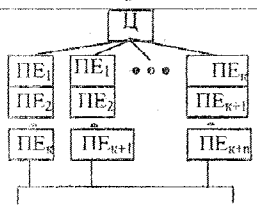
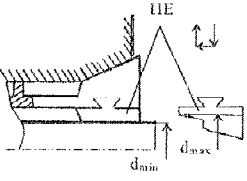


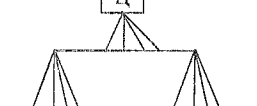

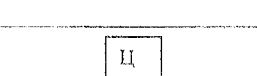
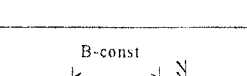




Рис. 2.1. Способы охвата размеров заготовок зажимными патронами

Таблица 2.1. Схемы цанговых зажимных патронов с разными способами охвата зажимаемых диаметров

ОХВАТ	№ п/п	СПОСОБЫ ОХВАТА	СХЕМА ПАТРОНА	Чем достигается	
	1	2	3	4	5
Дискретный (ступенчатый)	1.1			смена без комплекта	
	1.2			смена комплектов промежуточных элементов (вкладышей, цилиндрических напг)	
	1.3			многоступенчатые напги	
	1.4			автоматическим извлечением напг из набора	
	1.5			смена комплекта многоступенчатых напг	

1	2	3	4	5
	11.6			смена промежуточных элементов
	11.7			перенастройка промежуточных элементов
беспрерывно-выскрестный	12.1			однокоординатная линейная самонастройка
	12.2			смена промежуточных элементов с многоступенчатой мультипликацией
беспрерывный	3.1			однокоординатная поворотная самонастройка

2.2. Дискретная схема охвата в цанговых зажимных патронах

Дискретная схема может реализовываться вручную при переналадке автомата на другую деталь, когда требуется использовать прутки другого номинального диаметра, или автоматически, когда используются автооператоры, манипуляторы и промышленные роботы в составе станочного модуля, работающего автономно или встраиваемого в гибкую производственную систему.

При ручной переналадке обычно используются стандартные цанги, предназначенные для зажима калиброванных прутков, а также специальные цанги и цанговые патроны с расширенными возможностями по отклонению диаметра прутка от номинала (самонастраивающиеся, с винтовыми лепестками, прорезиненные и др.)

Ниже приводится описание конструктивных схем и принципов работы различных цанговых патронов с расширенным диапазоном зажима.

Зажимной патрон (рис. 2.2) [9] содержит обычную стандартную цангу 1, половина угла наружного конуса губок которой равна $\alpha + \Delta\alpha$ (где α – половина угла конуса шпинделя 2). Рабочее отверстие цанги выполнено коническим с углом $2\Delta\alpha = (d_{\max} - d_{\min})/b$ (рад.), если диаметр прутка колеблется от d_{\min} до d_{\max} в пределах 1 мм.

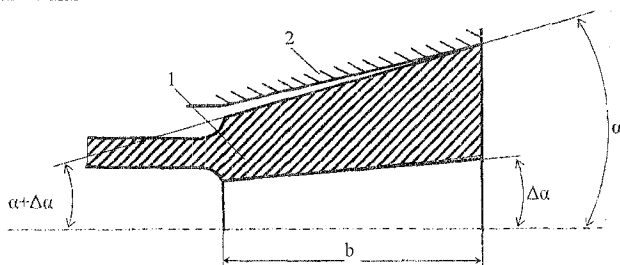


Рис. 2.2. Зажимной цанговый патрон с коническим отверстием по а.с. СССР №244070

Самоцентрирующий зажимной патрон (рис. 2.3) содержит нажимную втулку 1, в которой установлены сегментные кулачки 2, связанные между собой упругими элементами, выполненными в виде изогнутой пластины с тремя лепестками. Изогнутые концы 4 двух лепестков 5 установлены без зазора в наклонных пазах 6 сегментных кулачков 2. Выступающая часть третьего лепестка 7 входит в один из пазов 8, нажимая втулки 1 с возможностью осевого

перемещения. При осевом перемещении нажимной втулки 1 сегментные кулачки 2 сжимаются, деформируя упругие элементы 3 и зажимают закрепляемую деталь.

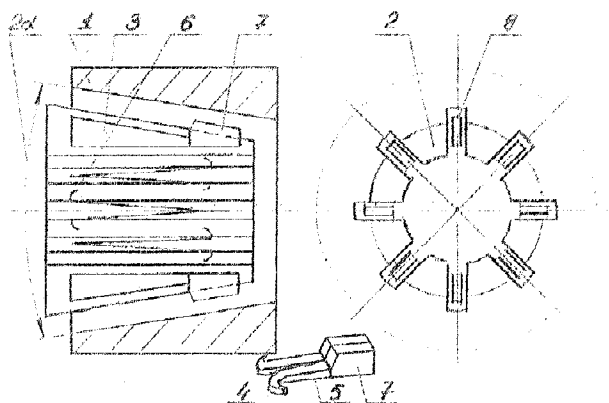


Рис. 2.3. Самоцентрирующийся зажимной патрон с нажимной втулкой по а.с. СССР №500913

Зажимной патрон (рис. 2.4) содержит основную цангу 1 со сферической поверхностью с оболочкой 3 из легко деформируемого материала.

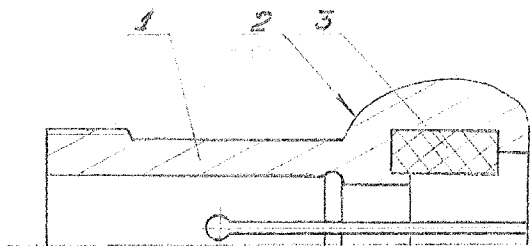


Рис. 2.4. Зажимной цанговый патрон со сферической поверхностью по а.с. СССР №1565600

Зажимной цанговый патрон (рис. 2.5) содержит стальные губки 1 и уплотнительные элементы 2, выполненные из маслостойкой резины. В таких патронах лепестки отсутствуют.

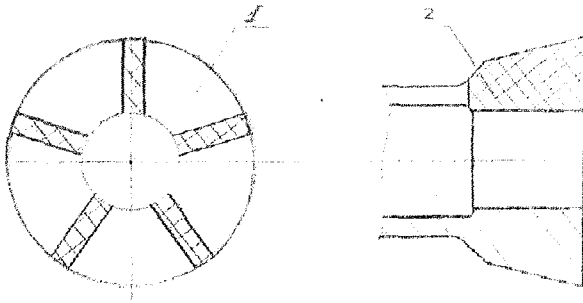


Рис. 2.5. Зажимной патрон с армированной резиной

Зажимной патрон (рис. 2.6) [8, 20] содержит на лепестках цанги 1 ступенчатые базы зажима 2.

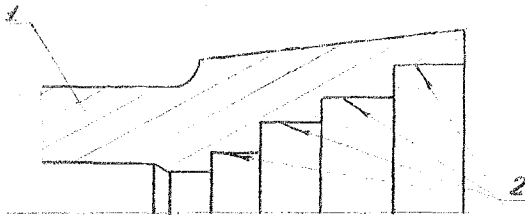


Рис. 2.6. Зажимной цанговый патрон со ступенчатыми базами зажима

Цанговый патрон (рис. 2.7), содержит в корпусе (шпинделе) 1 цангу 2 с винтовыми лепестками 3, образованными прорезями в виде одной или многозаходной, и противоположно направленными конусами губок 4, взаимодействующими с нажимными втулками 5, 6, причем втулка 5 связана с приводом зажима.

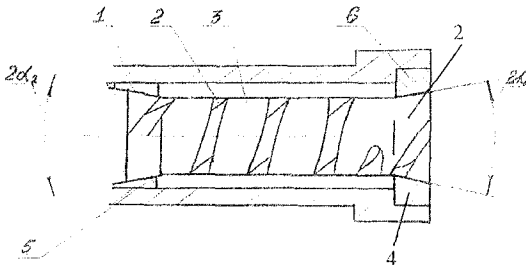


Рис. 2.7. Цанговый винтовой патрон с противоположными конусами по а.с. СССР №1255295

Цанговый патрон (рис. 2.8) [9,10], в корпусе 1 которого установлена цанга 2 с упругой частью, образованной винтовыми пазами 3, на присоединительной части 4 цанги 2 и трубы зажима 5 выполнены косые зубья.

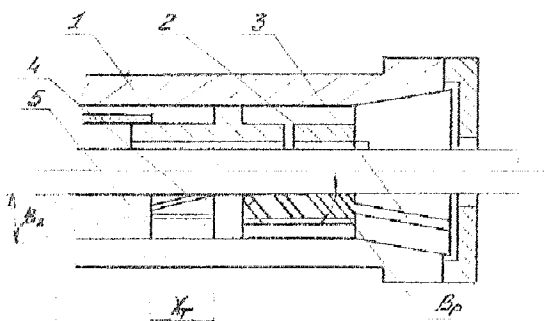


Рис. 2.8. Цанговый патрон с винтовой упругой частью по а.с. СССР №1266671

Цанговый патрон (рис. 2.9), содержит основную цангу 2, установленную в корпусе 1, дополнительную цангу 3. Между цангами 2 и 3 размещен аксиально-упругий элемент 6, на лепестках основной 2 и дополнительной 3 цанг выполнены вторые ряды губок 4, 5. При зажиме детали 8 шток 7 перемещается влево с основной 2 и дополнительной 3 цангами. Зажим детали производится по двум базам. Патрон обеспечивает зажим конических и цилиндрических деталей.

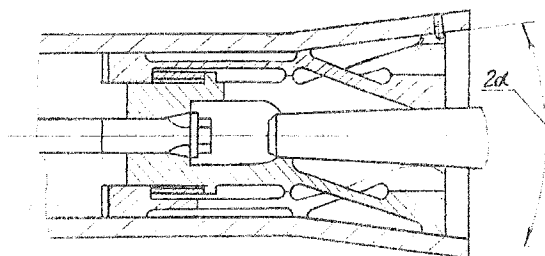


Рис. 2.9. Цанговый патрон с перекрещивающимися упругими элементами (лепестками) по а.с. СССР №1366310

Зажимной патрон (рис. 2.10) содержит основные 1, дополнительные 2, промежуточные передние 3 и задние 4 зажимные элементы. Рычаги 5 и 6 объединенные с осью 7 имеют по концам шарниры 8, связывающие зажимные элементы 1-4. Труба 9 двигаясь вправо, перемещает элементы 2 вправо и вся

система 1-6 перемещается в направлении гайки 10 одновременно. Элементы 1, 2 не будут перемещаться в радиальном направлении до тех пор, пока не будет выбран зазор между гайкой 10 и элементом 1, 2, что вызывает радиальное перемещение элементов 3 и 4 и зажим заготовки 11. Патрон обеспечивает зажим заготовки с существенным отклонением по диаметру и форме.

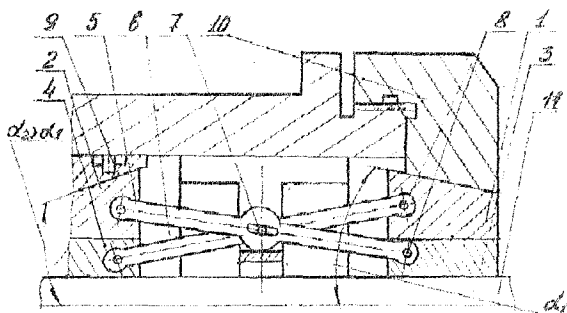


Рис. 2.10. Зажимной патрон с перекрещивающимися рычагами и шарнирно связанными губками по а.с. СССР №1509190

Зажимной цанговый патрон с двухрядной мультипликацией [28], (рис.2.11) состоит из зажимной цанги 1 с конической рабочей частью, которая размещена внутри корпуса 2. Зажимные элементы 3 цанги 1 образованы разрезами. Дополнительные элементы 4 выполнены за одно целое с упругой частью цанги 1. Между зажимными элементами 3 размещенные, Боковые грани дополнительных элементов 4 взаимодействуют с боковыми гранями зажимных элементов 3.

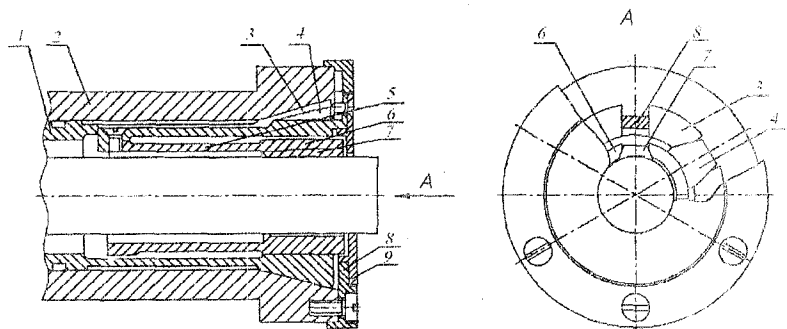


Рис. 2.11. Широкодиапазонный цанговый патрон с двухрядной мультипликацией повышенной точности

Внутри цанги 1 с конической рабочей частью размещенная цанга 5 с цилиндрической рабочей частью, зажимные элементы которой выполнены в виде образованных разрезами сегментов 6 и размещенных между ними дополнительных элементов 7. Соединительные планки размещенные в прорезах цанги 1 с конической рабочей частью, один конец которых жестко связан с хвостовиком цанги 5 с цилиндрической рабочей частью, а второй, со стороны переднего торца патрона, находится в пазах недвижимого фланца 8. С помощью винтов соединительные планки крепятся к хвостовой части цанги 5. Крышка 9 предотвращает попадание стружки в рабочие части патрона. Винтами крышка 9 и соединительные планки крепятся к подвижному фланцу 8. В глухих отверстиях фланца 8 размещенные пружинные шайбы, которые постоянно поджимают его и препятствуют самоотвинчиванию винтов, которыми фланец 8 крепится к торцу корпуса 2. Зажим прутка осуществляется дополнительными элементами 7 цанги 5 с цилиндрической рабочей частью. Цанги 1 и 5 установлены одна относительно другой так, что внутренние рабочие поверхности дополнительных элементов 4 контактируют с внешней поверхностью сегментов 6. Соединительными планками цанга 5 с цилиндрической рабочей частью удерживается недвижимой в осевом направлении.

При движении трубы зажима влево цанга 1 с конической частью перемещается также влево. Зажимные элементы 3 боковыми скошенными плоскостями давят на дополнительные элементы 4, которые, в свою очередь, давят на цилиндрическую поверхность сегментов 6, и за счет скосов перемещают дополнительные элементы 7, а последние своими рабочими поверхностями взаимодействуют с прутком. Происходит зажим прутка. Разжим прутка происходит в обратной последовательности.

Независимо от отклонений диаметров обеспечивается высокая надежность и осевая точность зажима за счет жесткой связи цанги 5 с цилиндрической рабочей частью с корпусом 1 при помощи соединительной планки и недвижимого фланца 8.

Цанговый патрон (рис. 2.12) [29] состоит из зажимной цанги 1, размещенной внутри конуса шпинделя 11 и цилиндрической цанги 8, которая размещена внутри основной цанги 1. Зажимная 1 и цилиндрическая 8 цанги содержат основные 10, 7 и дополнительные 9, 6 зажимные элементы. Дополнительные элементы 9 цанги 1 выполнены в виде роликов, установленных между укороченными лепестками цанги 1. От осевого смещения цанги 8 удерживают соединительные планки 4, жестко связанные

через фланец 5 и крышку 3 с шпинделем 11. При движении привода грубы зажима 12 и цанги 1 влево, зажимные элементы 10 боковыми скошенными поверхностями жмут на ролики 9, которые взаимодействуют с основными зажимными элементами 7 цанги 8 и за счет скосов перемещают дополнительные элементы 6, которые своими рабочими поверхностями зажимают пруток 2.

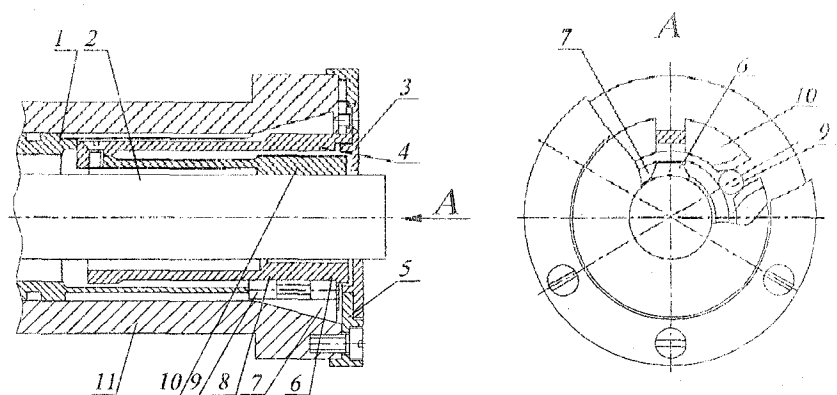


Рис. 2.12. Широкодиапазонный цанговый патрон повышенной осевой точности с двойной мультипликацией и роликами

2.3. Автоматическая смена зажимных элементов и патронов в токарном модуле

Проблема создания гибких производственных систем (ГПС) для механической обработки на базе станков с ЧПУ требует много методологического подхода не только к подбору номенклатуры деталей, построению технологического процесса, выбору основного станочного оборудования, систем программного управления, поддержания работоспособности (диагностики и контроля), но и к осуществлению вспомогательных движений, связанных с быстрой переналадкой технологической оснастки, систем инструментального обеспечения, загрузочно-разгрузочных устройств и транспортно-накопительных систем.

Среди вспомогательных движений надо выделить операции, связанные с автоматическим манипулированием заготовками, зажимными элементами и инструментом.

Создание быстроперенастраиваемых и широко диапазонных механизмов и устройств автоматического манипулирования заготовками связано с решением ряда технических и экономических проблем, что позволяет существенно повысить технико-экономические показатели станков с ЧПУ, станочных модулей и ГПС, а также расширить их технологические возможности в условиях мелкосерийного производства.

Удельный вес мелкосерийного и серийного производства в машиностроении приближается к 2/3 общего объема. В настоящее время в основном токарные станки, автоматы, модули, используемые в мелкосерийном производстве, заготовки обрабатываются максимальными партиями (вследствие стремления к уменьшению числа переналадок), что снижает влияние подготовительно-заключительного времени на штучное время обработки, однако при этом резко увеличивается время межоперационного пролеживания изделий. Уменьшение (вплоть до 1 шт.) размера партии заготовок, обрабатываемых на металлообрабатывающем оборудовании в условиях мелкосерийного производства, позволит резко сократить время межоперационного пролеживания полуфабрикатов и задел деталей на сборке, обеспечить комплектную подачу деталей на сборку и, следовательно, сократить цикл изготовления машин.

Гибкость токарных автоматов, станочных модулей и ГПС зависит от гибкости всех ее звеньев, причем в значительной мере от гибкости технологической оснастки. Следует отметить, что если все основные звенья ГПС (станки, промышленные роботы и т.п.) перенастраиваются по управляющей программе, то технологическую оснастку как правило перенастраивают вручную, или с применением сложных технических систем (магазинов-накопителей патронов, зажимных кулачков, промышленных роботов или манипуляторов с привлечением систем управления и т.п.), что отрицательно сказывается на основных показателях обработки производительности, себестоимости. Так, например, эффективность токарного модуля при данной гибкости в значительной степени определяется временем переналадки на обработку другой детали и количеством деталей в обрабатываемой партии.

Внедрение системы автоматизированной смены зажимных элементов (ЗЭ) возможно только с учетом экономических аспектов, то есть, должно быть исключено значительное удорожание токарного станка из-за введения дополнительных осей управления, направляющих или других специальных

устройств. По той же причине отпадает и комплектная смена патронов или частей с предварительно отрегулированными единицами кулачков, ввиду дополнительных затрат на перемещение относительно больших масс. В противоположность обыкновенным методам крепления, необходимо найти новую, быстродействующую, устойчивую и стабильную систему соединения постоянных и сменных кулачков.

Гибкая система автоматизированной смены ЗЭ патрона призвана обеспечить выполнение основной функции - гибкого закрепления деталей. Эта основная функция расчленена на ряд подчиненных функций, реализуемых энергетической и кинематической системами. Основные компоненты гибкой системы автоматизированной смены ЗЭ патрона следующие: 1) зажимной патрон; 2) магазин зажимных элементов; 3) устройство обслуживания зажимных элементов; 4) магазин (цепной, дисковый, барабанный, колышевой); 5) манипулятор для ЗЭ, 6) мягкие ЗЭ; 7) закаленные ЗЭ.

Для успешного решения задач, стоящих перед станкостроением, необходимо дальнейшее повышение гибкости, расширение технологических возможностей токарных автоматов, токарных модулей, в том числе, встраиваемых в ГПС, их узлов и оснастки. Одно из направлений в рамках указанных аспектов связано с созданием механизированных устройств автоматической смены ЗЭ (УАСЗЭ) и зажимных патронов, обеспечивающих зажим заготовок во всем рабочем диапазоне металлорежущего станка без переналадок, короткое время смены элементов патрона, более полное использование станков с ЧПУ, исключение потерь точности центрирования.

Поиск новых технических решений УАСЗЭ можно представить в виде последовательности выполняемых процедур. На первом этапе производится построение совокупности требований к проектируемому устройству, которые должны отражать желаемые функциональные возможности и конструктивное оформление устройства. Требования к УАСЗЭ станков с ЧПУ могут быть выражены количественно через соответствующие характеристики [1, 3, 9].

Структура требований к УАСЗЭ автоматизированного станка с ЧПУ должна быть рассмотрена в процессе транспортирования и установки (смены).

Основные требования к УАСЗЭ: точность, быстродействие, быстропереналаживаемость, широкодиапазонность, надежность стыковки с узлами станка и функционирования, регламентированная сила установки, жесткость и прочность конструкции. Дополнительные требования, которые также определяют работоспособность УАСЗЭ: низкая трудоемкость и экономичность изготовления, вписываемость в рабочую зону станка, минимум занимаемой площади, удобство обслуживания и возможность размещения устройства с разных сторон рабочей зоны.

В некоторой степени эти требования противоречивы и их удовлетворение связано с решением оптимизационных задач на различных уровнях проектирования.

В условиях широкого конструктивного многообразия УАСЗЭ и отсутствия четкой систематизации и возможности прогнозирования их развития на первое место выдвигается задача выявления закономерностей развития этих устройств и разработка системных процедур и методов поиска новых конкурентоспособных технических решений.

Последние представляют собой совокупность специальных правил и процедур, отражающих логику и последовательность проектирования УАСЗЭ. Использование этих процедур направлено на повышение качества проектных решений, сокращения трудозатрат, создание методологических основ поискового проектирования устройств.

Стабильность характеристик УАСЗЭ зависит от качества его изготовления, отклонений конструктивных параметров ЗЭ от номинальных, сил трения, качества сборки и т.д. Отсюда можно определить критерии выбора УАСЗЭ для токарных автоматов и модулей: возможность регулировки силы установки; быстрота установки; возможность использования большого числа комплектов сменных ЗЭ.

Необходимым условием надежности и быстроты установки ЗЭ является сохранение характеристик и показателей ЗП во времени, т.е. в процессе эксплуатации станка.

Для улучшения технического обслуживания и эксплуатации УАСЗЭ необходимо иметь возможность оценивать его технические параметры, которые непрерывно изменяются под влиянием внешних и внутренних возмущающих факторов. Наличие сведений о техническом состоянии и возможностях УАСЗЭ позволит использовать его рационально, что повысит точность обработки деталей, надежность и ресурс работы станка.

Автоматическая смена ЗЭ в патроне станка с ЧПУ вызвана тем, что при чистовой и черновой обработках заготовок на одном станке необходима замена закаленных зажимных элементов незакаленными. Переналадка ЗЭ по диаметру необходима при переустановке заготовок и при смене партии заготовок. Целесообразно использовать ЗЭ, состоящие из постоянного основания и сменной наладки. Это позволяет повысить технический ресурс патрона, а также создает возможность для установки специальных сменных насадок и поводков, рассчитанных на обработку заготовок в центрах. Быстрая и точная замена ЗЭ осуществляется автоматическими манипуляторами.

Одним из перспективных направлений развития патронных, центровых и патронно-центровых станков с ЧПУ, оснащенных автоматическими

манипуляторами для установки и съема заготовок, является роботизация таких вспомогательных операций, как «разжим и зажим» заготовок и переналадка ЗЭ в патроне. На рис.2.13 приведена классификация способов автоматической смены зажимных элементов для токарных станков с ЧПУ.

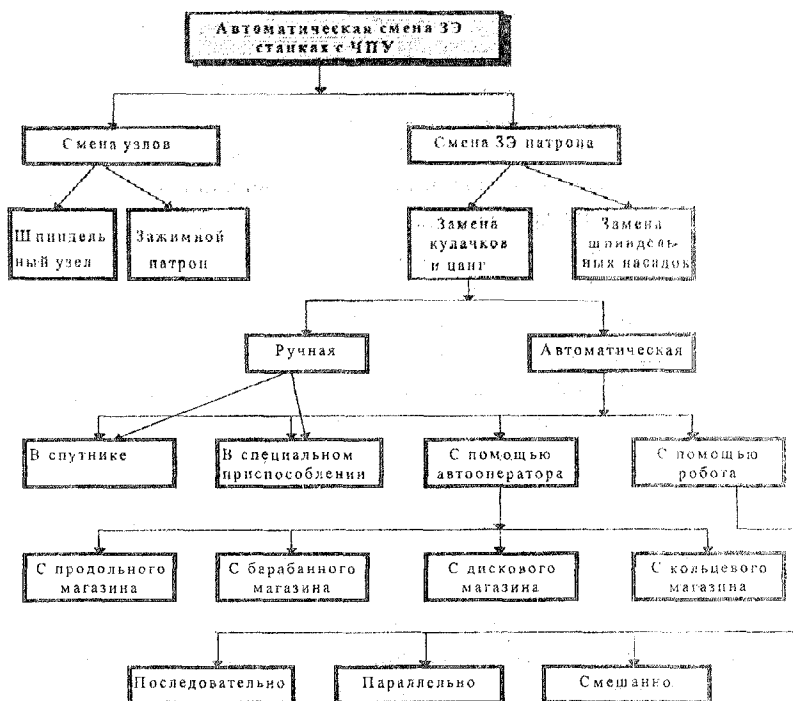


Рис.2.13. Классификация способов автоматической смены ЗЭ на станках с ЧПУ

С точки зрения гибкости зажимные устройства могут быть: для определенных диаметров заготовок; с ручным изменением диапазона зажима; автоматическим изменением диапазона зажима; с автоматической сменой зажимных элементов; с автоматическим изменением диапазона зажима и автоматической сменой ЗЭ.

Робототехнические устройства обеспечивают стабильность установки и быструю смену накладных кулачков.

Для УАСЗЭ обязательно наличие магазинов сменных ЗЭ. Конструктивное исполнение магазинов сменных ЗЭ зависит от функционального назначения робототехнических устройств и моделей станков. Для токарных станков с ЧПУ находят применение продольный, барабанный, дисковый и кольцевой

магазины зажимных элементов [13,18]. Расположение магазина сменных ЗЭ на станке приведено на рис. 2.14.

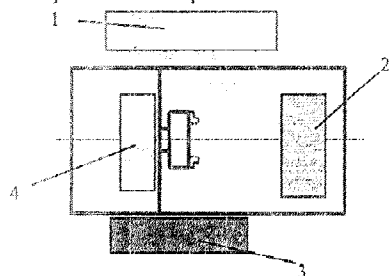


Рис. 2.14. Схемы размещения магазинов сменных ЗЭ в станках с ЧПУ: 1) вне станка сзади; 2) над задней бабкой; 3) вне станка спереди; 4) над патроном; 5) соосно с патроном

2.4. Устройства автоматической смены зажимных элементов (УАСЗЭ)

Для автоматической переустановки кулачков в патроне фирмы «SMW» (ФРГ) (рис. 2.15) шпindelь станка индексируется последовательно в трех положениях, при которых шток поршня гидроцилиндра 2 расположен соосно одному из трех отверстий в патроне 1. Шток, перемещаясь вниз, выводит зубья косозубой рейки, соединенной с приводом патрона, из зацепления с косыми зубьями кулачка 3. После этого захват 4, установленный в одной из позиций револьверной головки станка, перемещается к торцу патрона, входит в торцевое отверстие кулачка и затем перемещает последний в радиальном направлении на заданную величину. После этого поршень цилиндра 2 поднимается и зубья рейки входят в зацепление с зубьями кулачка 3; шпindelь поворачивается на 120° .

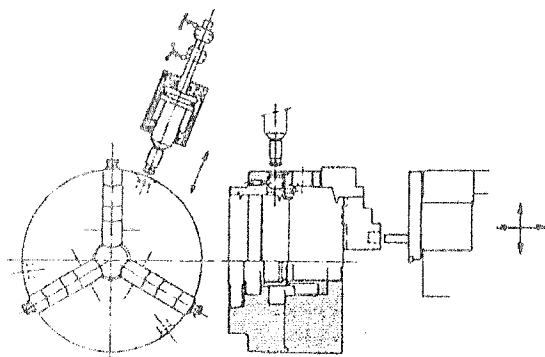


Рис. 2.15. Робототехническое устройство для автоматической смены кулачков в токарных патронах

Применение двух револьверных головок повышает эффективность металлорежущих станков за счет совмещения установки и съема заготовки с выполнением технологической операции. Применение на токарных двухшпиндельных станках револьверных головок позволяет не только использовать автоматические манипуляторы для установки-

съема заготовок на нерабочей позиции, но и осуществлять переналадку кулачков (рис.2.16).

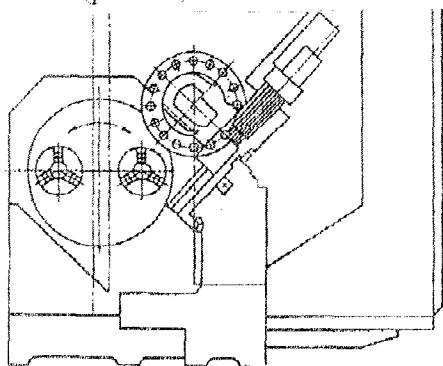


Рис.2.16. Смена кулачков с помощью револьверной головки

Фирма «ROHM» разработала устройство одновременной смены 3-х зажимных кулачков для токарных патронов типа KFD-N (рис.2.17), которое состоит из магазина и автооператора с поворотной 2-х позиционной кассетой.

Автооператор перемещает кассету к ЗП, четыре кассеты надавливают на зубчатые штири патрона, которые и расфиксируют кулачки. Затем автооператор отводит кассету, поворачивает ее

на 180 град., перемещает новые кулачки к патрону.

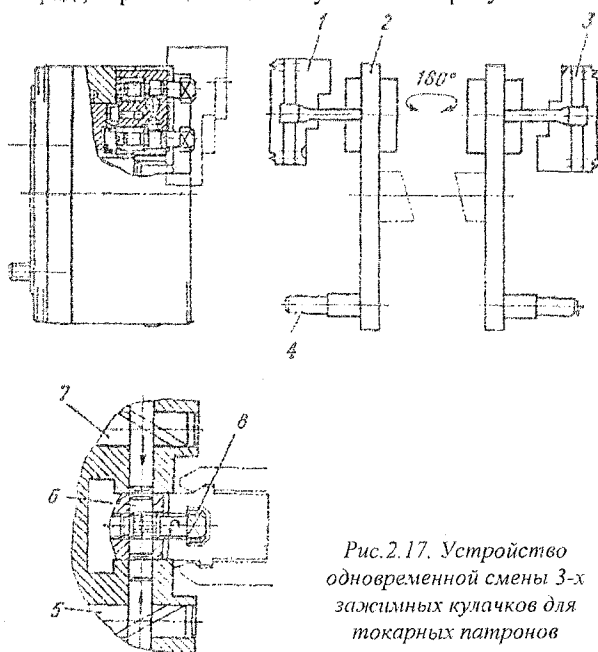
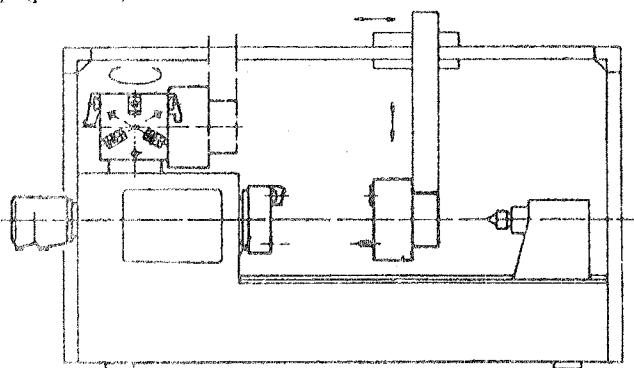


Рис.2.17. Устройство одновременной смены 3-х зажимных кулачков для токарных патронов

Фирма «SMW» разработала устройство смены зажимных кулачков токарных патронов. Сменные кулачки базируются на основных кулачках.

Соединение основного кулачка со сменной кассетой осуществляется посредством ввода фиксатора в отверстие сменной кассеты, при чем данный фиксатор не воспринимает никакие силы от момента вращения, а всего лишь массу кулачков. Для осуществления автоматической смены сменные кассеты, вместе с зажимными вставками, установлены на спутники. Подвод и отвод спутников осуществляется с помощью загрузочного захвата или другого загрузочно-транспортного устройства. К задней части спутника присоединяется сменный пояс, соответствующий размерам обрабатываемого изделия. Таким образом, загрузочный захват может произвести транспортировку спутников без переналадки.

Автоматическая смена кулачков на современных станках с ЧПУ не требует применения отдельного загрузочно-транспортного устройства, т.к. смена комплектных наборов кулачков осуществляется порталным загрузчиком универсального назначения при автоматической переналадке на обработку других деталей. Такие решения воплощены в станках фирм «Heid», «Traub» и др. (рис.2.18).



*Рис.2.18.
Автоматическая
смена
комплектных
наборов кулачков
портальным
загрузчиком
универсального
назначения*

Для отдельных размеров ЗП выполнены по четыре сменных кассеты для внутреннего и наружного зажима на каждый патрон. Кассеты служат для установки сменных незакаленных или закаленных зажимных вставок. Сменные кассеты оснащены канавкой для базирования головки грибка. Базирование кассеты осуществляется у ножки грибовидной насадки. Точность вращения и стабильность воспроизведения сменных кассет определяются точностью прилегания радиусов у ножки грибка и точностью торцового прилегания к затылочной канавке головки грибка. Возникающие во время зажима опрокидывающие моменты воспринимаются относительно большой поверхностью контакта головки грибка с канавкой сменной кассеты. Для восприятия момента вращения и для центрирования боковых поверхностей в

направление вращения сменные кассеты устанавливаются на направляющие для кулачков, расположенные на зажимном патроне. Система автоматической смены кулачков типа AWKS подходит почти ко всем типам зажимных патронов.

Способ смены кулачков патрона А (рис. 2.19), в котором по меньшей мере три фиксатора 3 легко соединены с торцами зажимных планок 2 с помощью штифтов; выступающих по направлению перемещения планок 2, и отжимных шариков 10 и застопорены в определенном положении, отличается тем, что устройство В для смены кулачков, имеющее механизм зажима с регулируемыми кулачками, перемещают с помощью робота в совмещенное с кулачками 2, 3 патрона А положение и одновременно захватывают механизмом зажима фиксаторы 3. Затем планки 2 отводят назад и путем относительного перемещения взад-вперед фиксаторов 3 и планок 2 снимают фиксаторы 3 со штифтов 5. Другое приспособление В с заранее установленными сменными фиксаторами 3 перемещают с помощью робота в положение смены кулачков и одновременно устанавливают в обратном порядке фиксаторы 3 в планках 2.

Устройство отличается тем, что имеет корпус 12, на задней поверхности которого прикреплен захват 13 для робота; по меньшей мере три коленчатых рычага 20, расположенных равномерно по окружности; пружины 28, установленные в корпусе 12 и поджимающие рычаги 20 в нормально замкнутое положение (рис. 2.19).

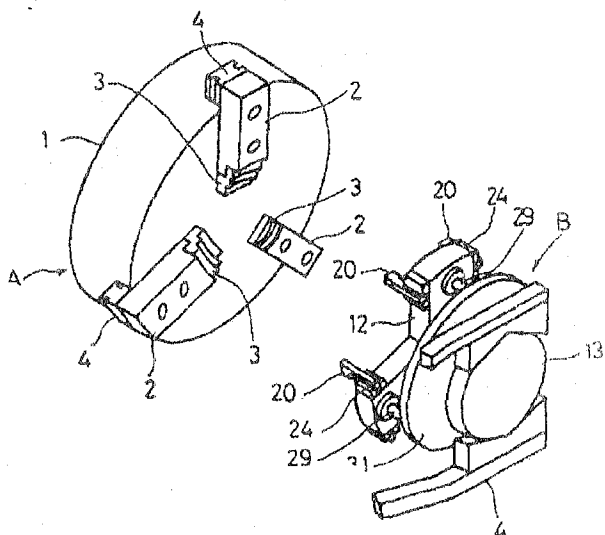


Рис. 2.19. Способ и автоматическое устройство для одновременной смены кулачков патрона токарного станка

Способ предназначен для токарного станка с ЧПУ, который содержит устройство для смены режущего инструмента и осуществляет различную обработку детали. Обрабатываемую деталь зажимают в зажимном патроне 2 с кулачками, которые могут легко извлекаться из патрона 2. Патрон 2 устанавливают на переднем конце шпинделя 1, который может периодически поворачиваться на равные углы. В револьверной головке 14 выборочно закрепляют режущие инструменты, предназначенные для обработки детали.

Обмен режущими инструментами производят между головкой 14 и магазином 15 для хранения режущих инструментов. Способ отличается тем, что в магазине 15 вместе с режущими инструментами поддерживают держатель 23 кулачков зажимного патрона. В держателе 23 расположен один полный комплект кулачков для патрона 2. Кулачки установлены в держателе 23 в ряд так, чтобы была обеспечена поочередная их смена при периодическом повороте патрона 2 на равные углы. С помощью устройства для смены режущего инструмента передают держатель 23 в головку 14. Благодаря перемещению головки 14 и повороту патрона 2 при работе схемы числового программного управления выполняют автоматическую смену кулачков между держателем 23 и патроном 2 (рис. 2.20).

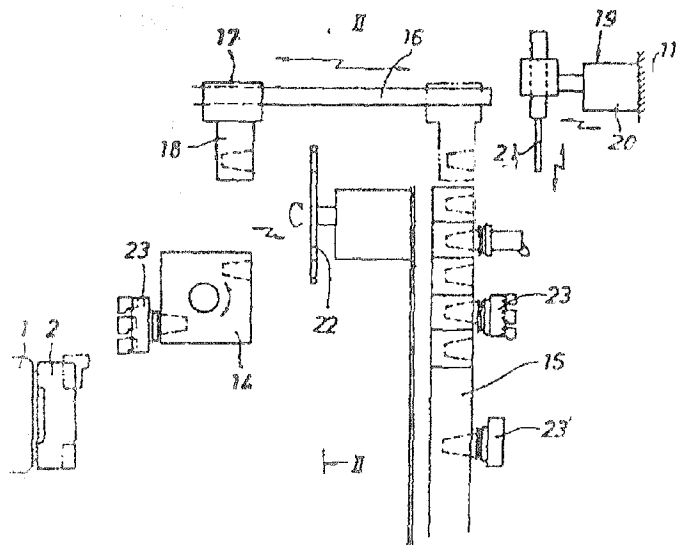


Рис. 2.20. Способ смены кулачков в зажимном патроне

В корпусе патрона 1 установлены с возможностью разжатия - сжатия в радиальном направлении нижние губки 2, в которые вставлены с

возможностью перемещения соединительные элементы, отжимаемые закрепленными на губках 2 упругими элементами. Губки 2 с внутренней стороны соединены с верхними губками 3, имеющими осевые канавки, в которые вставлены концы соединительных элементов. На поверхностях соединения губок 2, 3 выполнены стопорные элементы, предотвращающие осевое перемещение верхних губок 3. В передней бабке 9 установлены упоры 6, ограничивающие перемещение соединительных элементов губок 2, 3 при разжатии верхних губок 3. Благодаря такому ограничению губки 3 при отходе от нижних губок 2 удерживаются на приспособлении-спутнике во время их смены (рис.2.21) [1,3].

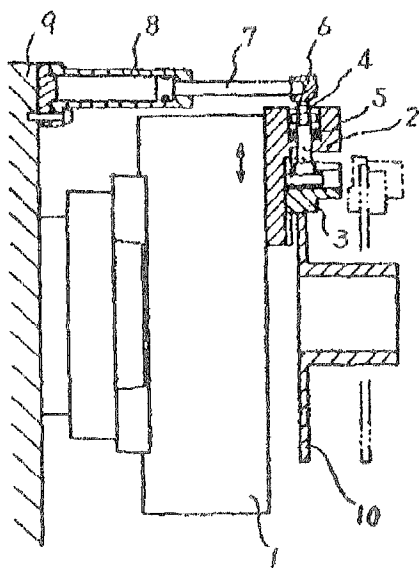


Рис. 2.21. Устройство автоматической смены зажимных губок зажимного патрона

На станине 2 металлорежущего станка 1 установлен магазин 43, который может занимать два положения: положение, в котором производится смена кулачков, и положение ожидания. Магазин имеет пазы 47, в которые вставляют сменные кулачки 11, перемещая их при этом в вертикальной плоскости. Устройство обеспечивает передачу кулачков 11 из пазов 47 в пазы 9 зажимного патрона и в обратном направлении, при этом магазин и патрон находится в том положении, в котором производится смена кулачков. Устройство содержит накопитель 82, размещенный сбоку от станины 2. Накопитель имеет несколько

рядов пазов 84 для кулачков, которые также вводятся в эти пазы и извлекаются из них, перемещаясь в вертикальной плоскости. Вдоль рядов пазов 84 проложена направляющая 86, по которой движется робот 85 с захватом 95 для кулачков. Захват может перемещаться в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также поворачиваться вокруг вертикальной оси (рис. 2.22).

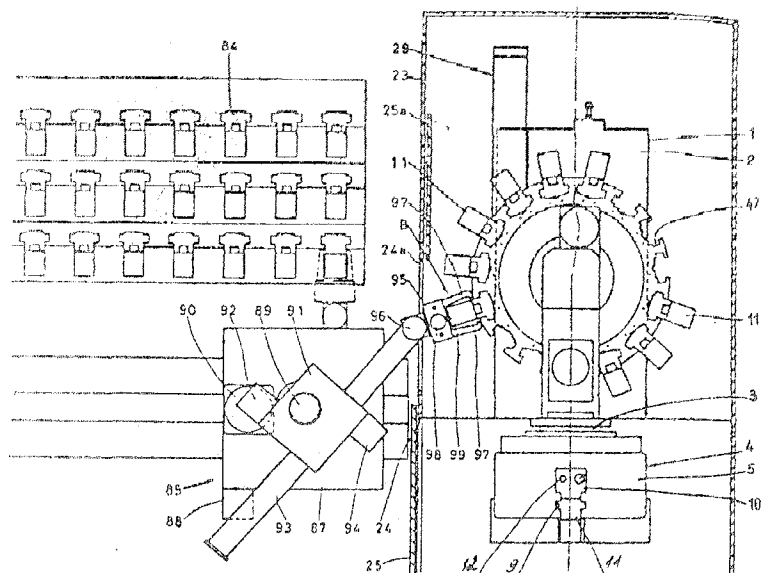


Рис. 2.22. Устройство для автоматической смены кулачков зажимного патрона

Подвижный корпус 26 устройства установлен на станине 2 металлорежущего станка так, чтобы пазы 9 для кулачков 11 патрона 4 могли занять положение, в котором возможна смена кулачка. На корпусе 26 установлена направляющая 43, имеющая паз 44, располагающийся позади передней поверхности станины, когда корпус отведен назад. Когда корпус находится в переднем положении, паз 44 располагается на одной прямой с тем пазом 9 патрона, в котором необходимо сменить кулачек. Приспособление 48 используют для прямолинейного перемещения кулачка между пазами 44 и 9. Сбоку от станка размещен магазин 67 с держателями 70, в которых расположены сменные кулачки. Для передачи кулачков от держателя к пазу 44 используется робот (рис.2.23)/

В магазине 50 для хранения кулачков поддерживаются в нескольких держателях 53, расположенных равномерно вдоль окружности, сменные кулачки 13 зажимного патрона. В процессе периодического поворота магазина

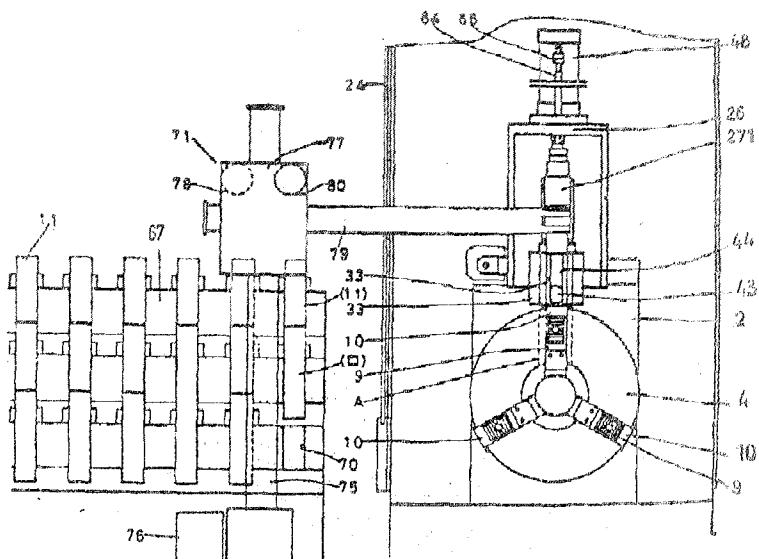


Рис. 2.23. Устройство для автоматической смены кулачков в кулачковом патроне металлорежущего станка

50 на равные углы, держатели 53 поочередно оказываются в определенной позиции «В» смены кулачка. Зажимной патрон 5 также может периодически поворачиваться на равные углы, при этом поочередно в позиции «А» смены кулачка патрона 5 располагаются канавки 11 для скольжения кулачка. В позициях «А», «В» патрона 5 и магазина 50 канавка 11 и канавка 54 для поддержки кулачка в держателе 53 находятся на одной прямой линии. В этом положении узел 65 смены кулачка за счет сцепления с кулачком 13 перемещает его между патроном 5 и держателем 53. Механизм 4 автоматической смены кулачка, состоящий из магазина 50 и узла 65, перемещается параллельно оси патрона 5 в промежутке между позицией ожидания и крайней передней позицией. В этой позиции ожидания механизм 4 удален в заднюю сторону от патрона 5. В крайней передней позиции механизм 4 выступает за переднюю торцовую поверхность патрона 5. Со стороны задней поверхности в кулачке 13 выполнена канавка 16 стопорного узла 14, с которым взаимодействует при смене узел 65 (рис.2.24).

Устройство содержит патрон 16, сменную головку 1 и двухзахватное устройство 23 промышленного робота. При поступлении команды на замену кулачков, промышленный робот захватом 28 захватывает сменную головку 1 с установленными в ней новыми кулачками 5. При этом хвостовик 12 входит в

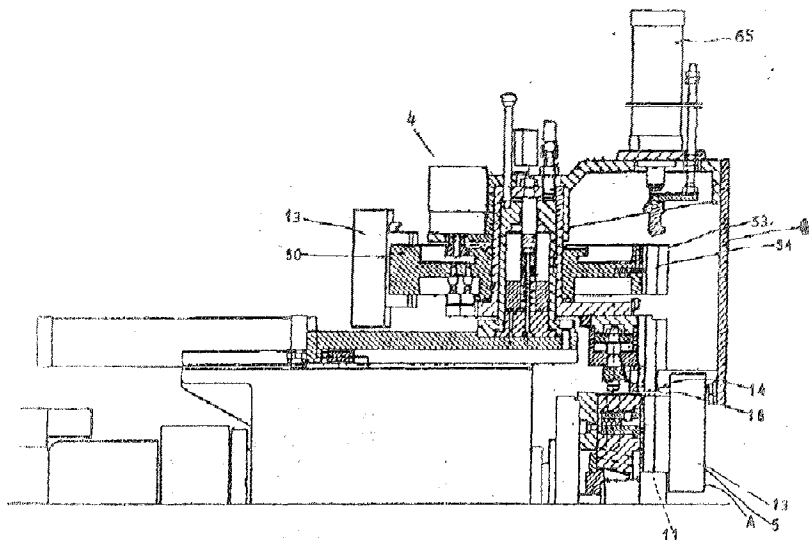


Рис. 2.24. Устройство для автоматической смены кулачков зажимного патрона

отверстие оси 30. Далее головка 1 устанавливается по оси патрона 16. Затем производится осевое смещение головки до входа фасок 15 в отверстия 22. После чего происходит зажим губок 27, и головка 1 досылается по оси и садится штифтами 14 в отверстия 22, что приводит к ее точной ориентации относительно патрона 16. При этом заменяемые кулачки 20 входят в свободное пространство между планками 3 на головке 1 и своими отверстиями садятся на свободные захватные штифты 6. Затем дается команда на зажим кулачков захвата 29, происходит смещение ползунов 7 с рейками и поворот реечной шестерни 25 и оси 30, что вызывает поворот центральной шестерни 11 и через промежуточные шестерни 10 перемещение ползунов 7. В результате кулачки 20 оказываются на направляющих 4 планок 3, а новые кулачки 5 переходят на выступы 19 патрона 16. Затем происходит захват головки 1 захватом 28 и осевое смещение головки 1 от патрона, штифты 14 выходят из отверстий 22, а подпружиненные фиксаторы 21 производят тангенциальную фиксацию новых кулачков 5 (рис.2.25).

В корпусе 1 патрона установлены постоянные кулачки 3, а в палете 2 — сменные кулачки 4. В каждом постоянном кулачке выполнено ступенчатое отверстие с направляющей «б» и базовой «в» ступенями. В каждом сменном кулачке закреплен установочный палец 5 с упругими лепестками «а», снабженный подпружиненным толкателем 6 со сферической головкой, на

который воздействует посадочный штырь 7. Паллеты снабжены блокируемыми

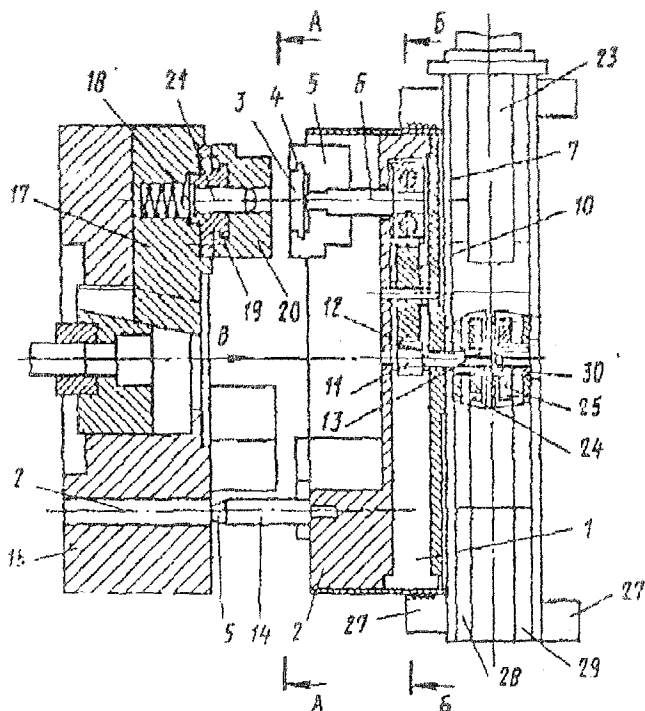


Рис. 2.25. Устройство для автоматической смены кулачков патрона металлорежущего станка

фиксаторами 8, взаимодействующими с гнездами «д», выполненными в сменных кулачках 4. При подводе паллеты к патрону установочный палец 5 упирается в торец отверстия. При дальнейшем движении паллеты сферический толкатель 6 выходит из контакта с упругим лепестком «а» и диаметр его несколько уменьшается, он проходит в отверстие базовой ступени «в» и движение паллеты продолжается до контакта с рифлениями 2. Затем паллета отводится от патрона, подпружиненный толкатель 6 своей сферической головкой входит в контакт с упругим лепестком «а» и сменный кулачок 4 оказывается надежно и быстро закрепленным на постоянном кулачке 3 (рис.2.26).

В патронных станках с ЧПУ, когда обрабатываемая заготовка зажимается кулачками зажимного патрона, с целью повышения переналаживаемости, гибкости по диапазону размеров обрабатываемых деталей и производительности

труда нашли применение устройства автоматической смены зажимных патронов и кулачков.

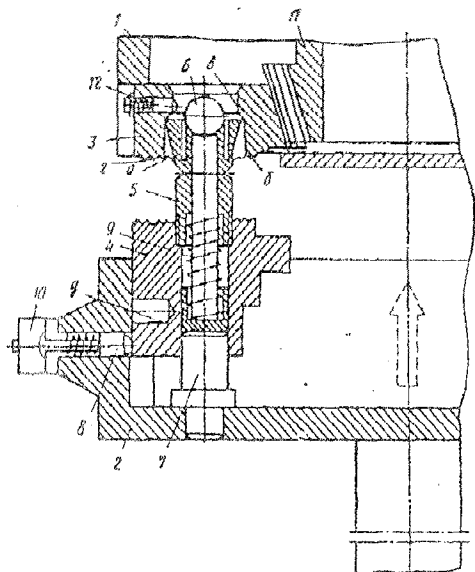


Рис. 2.26. Устройство для автоматической смены кулачков

Так, например, в Японии разработано устройство для смены зажимных патронов. В корпусе устройства, жестко закрепленного на переднем конце главного вала передней бабки токарного станка, сформирован узел 2 крепления зажимного патрона. Узел 2 имеет некоторое количество фиксирующих кулачков 3, совершающих возвратно-поступательное перемещение в радиальном направлении, и спиральный диск 5, управляющий перемещением кулачков. Узел 2 обеспечивает возможность закрепления на главном валу съемного шпинделя 22, выполненного в виде отдельного узла. Кулачки 3 имеют скосы 13 на задней стороне внутренних торцов, позволяющие при перемещении кулачков внутрь под действием диска 5 затянуть назад адаптер 21 шпинделя до закрепления, входя в сопряжение с наружным пазом адаптера. Главный вал выполнен полым. В передней части полости расположена соединительная цапга 30 переднего торца тягового стержня, который совершает возвратно-поступательное перемещение под действием приводного цилиндра, расположенного в задней части полости главного вала. На переднем конце цапги 30 имеется несколько соединительных лепестков 31, которые расходятся

в стороны под действием собственных сил упругости при движении палки вперед и собираются внутрь под действием ограничительной втулки 33, установленной на главном валу, при движении назад. На заднем конце по периметру приводной оси 40, управляющей движением кулачков шпинделя 22 и выступающей назад, выполнен наружный кольцевой паз 41, входящий в зацепление с задней поверхностью кулачков 32 передних концов ленточков 31 в состоянии, когда шпиндель 22 закреплен на главном валу при помощи узла 2. При этом на передней поверхности корпуса устройства и на задней поверхности адаптера 21 коаксиально установлены соединительные кольца 18, 24 тарельчатой формы с ответными радиально расположенными выступами и пазами, образуя муфту сцепления (рис. 2.27).

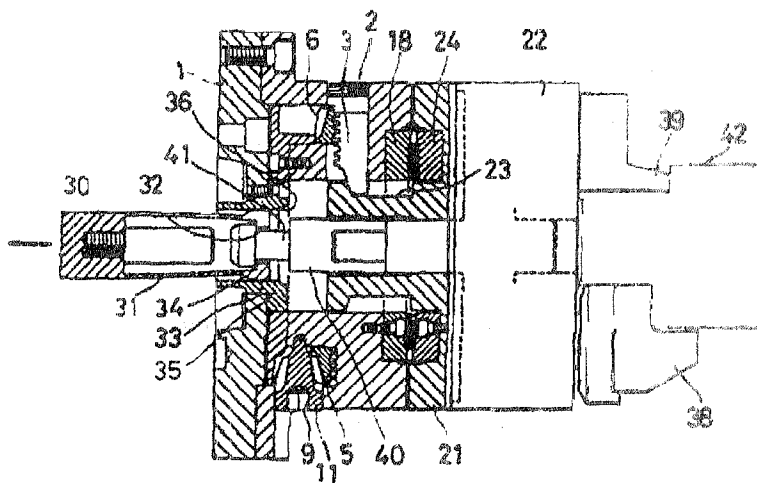


Рис. 2.27. Устройство для смены зажимных патронов

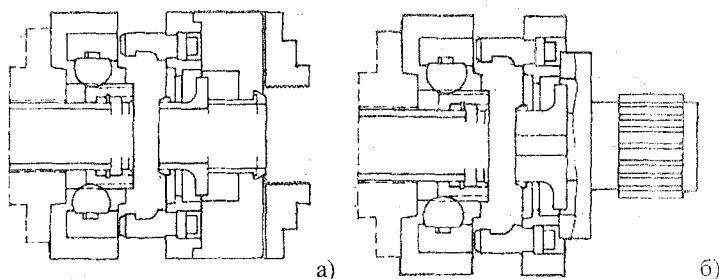


Рис. 2.28. Устройство смены фирмы «Gamet»: а — зажимного патрона; б — разжимной оправки

2.5. Синтез схем УАСЗЭ и их элементов методом морфологического анализа

Для УАСЗЭ с дискретной схемой охвата основными морфологическими признаками являются: переналаживаемая часть, вид ЗЭ, способ переналадки, связи переналаживаемой части (ЗЭ) с приводом зажима и корпусом, хранение и способ движения переналаживаемой части, передача крутящего момента переналаживаемой части [8] (табл. 2.2).

Таблица 2.2 Обобщенная морфологическая таблица схем УАСЗЭ

Переналаживаемая часть и элемент переналадки	Переналаживаемая часть	1	1.1 Цанга 1.2 Патрон 1.3 Кулачок	1.4 Шпиндельный узел 1.5 Шпиндельная бабка
	Разделение диапазона	2	2.1 Есть 2.2 Нет	
	Рабочая поверхность ЗЭ	3	3.1 Одноступенчатая 3.2 Бесступенчатая	3.3 Многоступенчатая
	Тип зажимного элемента	4	4.1 Основной 4.2 Промежуточный 4.3 Дополнительный	4.4 Основной и промежуточный
	Способ переналадки	5	5.1 Смена однократная 5.2 Выбор из набора – смена многократная 5.3 Одновременная смена комплекта ЗЭ выбором из набора 5.4 Изменение положения поворотом 5.5 Изменение положения перемещением 5.6 Переход на другую ступень	
Связи	Переналаживаемой части с приводом	6	6.1 Через резьбовой замок 6.2 Через байонетный замок 6.3 По торцу (нажим)	6.4 Через упругое звено и отверстие в ЗЭ 6.5 Комбинированная 6.6 За счет сцепления 6.7 Нет
	ЗЭ с патроном	7	7.1 Жесткая 7.2 Фрикционная 7.3 Упругая	7.4 Комбинированная 7.5 Нет
Хранение переналаживаемой части	Способ	8	8.1 В кассете 8.2 В кольцевом магазине 8.3 В одноярусном барабанном магазине 8.4 В многоярусном барабанном магазине 8.5 В револьверной головке 8.6 В цепном магазине 8.7 В дисковом магазине	
	Расположение	9	9.1 Над ЗП 9.2 Под ЗП 9.3 Спереди ЗП	9.4 Сбоку патрона ЗП 9.5 Соосно в плоскости ЗП 9.6 Соосно вне плоскости ЗП
	Способ движения переналаживаемой части к шпинделю (ЗП)	10	10.1 По касательной к ЗП 10.2 По радиусу 10.3 По диагонали 10.4 Соосно	10.5 По диагонали в пространстве 10.6 Соосно с поворотом

С учетом анализа известных решений и конкретизации некоторых морфологических признаков с набором альтернатив для каждого признака предложена морфологическая модель УАСЗЭ (табл. 2.2).

Данная модель может быть представлена как совокупность нескольких матриц по признакам: переналаживаемой части и переналадки ($M_{пер}$); связей переналаживаемой части с приводом и ЗЭ с патроном ($M_{св}$); хранения переналаживаемой части ($M_{хр}$); способ движения переналаживаемой части к шпинделю (ЗП) ($M_{сн}$).

Морфологическую матрицу можно представить в свернутом виде:

$$M(C_x) = M_{пер} \wedge M_{св} \wedge M_{хр} \wedge M_{сн} \quad (2.1)$$

и развернутом виде:

$$M(C_x) \rightarrow \begin{bmatrix} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ 1.3 & & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ 1.4 & & & 4.4 & 5.4 \\ 1.5 & & & & 5.5 \\ & & & & 5.6 \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} 6.1 & 7.1 \\ 6.2 & 7.2 \\ 6.3 & 7.3 \\ 6.4 & 7.4 \\ 6.5 & 7.5 \\ 6.6 \\ 6.7 \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} 8.1 & 9.1 \\ 8.2 & 9.2 \\ 8.3 & 9.3 \\ 8.4 & 9.4 \\ 8.5 & 9.5 \\ 8.6 & 9.6 \\ 8.7 \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} 10.1 \\ 10.2 \\ 10.3 \\ 10.4 \\ 10.5 \\ 10.6 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

Данная матрица позволяет получить астрономическое число возможных и невозможных решений:

$$N_{св} = 5 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 7 \cdot 5 \cdot 7 \cdot 6 \cdot 6 = 6350400 \text{ вариантов.}$$

Поэтому ограничим число решений усечением морфологической матрицы, исключив многие альтернативы для различных признаков.

Оставим в качестве переналаживаемой части альтернативу 1.3 – кулачок, разделение диапазона – дискретное (альтернатива 2.1), рабочие поверхности ЗЭ – одноступенчатые и многоступенчатые (альтернативы 3.1 и 3.3), тип ЗЭ – основной или основной и промежуточный (альтернативы 4.1 и 4.4), оставим движения переналаживаемой части – по радиусу (альтернатива 10.2).

В результате получим усеченную морфологическую матрицу (2.3) УАСЗЭ:

$$M(C_x) \rightarrow \begin{bmatrix} 1.3 & 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ & & 3.3 & 4.4 & 5.2 \\ & & & & 5.3 \\ & & & & 5.4 \\ & & & & 5.5 \\ & & & & 5.6 \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} 6.1 & 7.1 \\ 6.2 & 7.2 \\ 6.3 & 7.3 \\ 6.4 & 7.4 \\ 6.5 & 7.5 \\ 6.6 \\ 6.7 \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} 8.1 & 9.1 \\ 8.2 & 9.2 \\ 8.3 & 9.3 \\ 8.4 & 9.4 \\ 8.5 & 9.5 \\ 8.6 & 9.6 \\ 8.7 \end{bmatrix} \wedge [10.2] \quad (2.3)$$

Данная матрица дает ограниченное число реальных решений:

$$N_p = 1 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 6 \cdot 7 \cdot 5 \cdot 7 \cdot 6 \cdot 1 = 35280 \text{ вариантов.}$$

При анализе усеченной матрицы было выбрано несколько сочетаний альтернатив, дающих реальные варианты УАСЗЭ в станочном модуле.

Рассмотрим некоторые из них более подробно, записав в виде морфологических формул:

$$1) 1.3 - 2.1 - 3.3 - 4.1 - 5.1 - 6.3 - 7.1 - 8.1 - 9.6 - 10.6.$$

Устройство одновременной смены 3-х зажимных кулачков для токарных патронов (рис.2.29) состоит из магазина и автооператора с поворотной 2-х позиционной кассетой. Автооператор перемещает кассету к ЗП, штыри кассеты надавливают на зубчатые штыри патрона, которые и расфиксируют кулачки. Затем автооператор отводит кассету, поворачивает ее на 180° и перемещает новые кулачки к патрону [7,8].

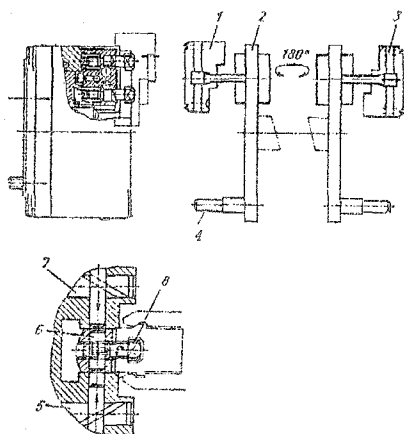


Рис. 2.29. УАСЗЭ с автооператором с поворотной головкой

$$2) 1.3 - 2.1 - 3.3 - 4.1 - 5.2 - 6.5 - 7.1 - 8.4 - 9.1 - 10.2$$

Устройство, которое расцепляет механизм 10 привода кулачка с кулачком 11, укрепленном в направляющем пазу 9 корпуса 5 патрона (рис.2.30), в позиции А смены и устанавливает в паз 9 новый кулачек, дополнительно содержит: магазины выполненные в виде поворотных дисков, на периферии которых в специальных пазах хранятся сменные кулачки с возможностью извлечения в направлении оси вращения диска (в вертикальном). Магазины установлены в несколько рядов один над другим с возможностью поворота вокруг оси 28. В нижнем магазине 34 выполнен с возможностью периодического поворота в позицию смены канал 38, через который при смене проходит кулачек магазина 34Е. Также устройство содержит механизм 64, предназначенный для прямолинейного перемещения кулачка 11 между пазами

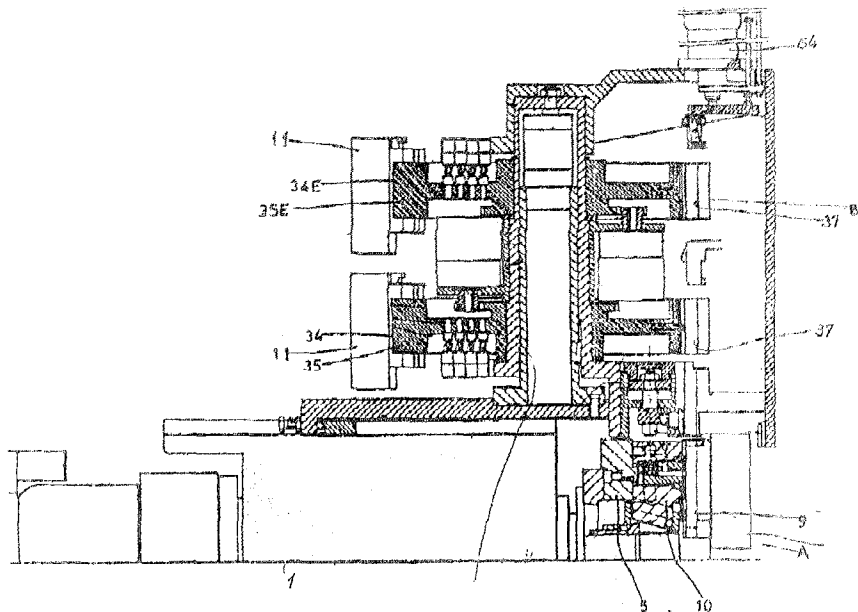


Рис. 2.30. Устройство для смены кулачков патрона (Япония)

37 магазинов и пазом 9 патрона. Диски 35, 35Е магазинов имеют одинаковый диаметр и одну ось вращения, что позволяет устанавливать магазины в один ряд один над другим.

3) 1.3 – 2.1 – 3.1 (3.3) – 4.1 (4.4) – 5.3 – 6.4 – 7.1 – 8.7 – 9.5 – 10.2

Предложенное УАСЗЭ состоит из зажимного патрона 1 (рис. 2.31) с рабочими кулачками 2, дискового магазина 3, в пазах 4 которого хранятся сменные кулачки 5, гидроцилиндров 6 с механизмами захвата 7 и привода поворота магазина 8.

Патрон 1 содержит клиновые штанги 9, которые приводятся в действие от зажимной трубы 10 (рис. 2.31) поворотного гидроцилиндра через центральную шестерню 11. Клиновые штанги несут на своей лобовой стороне косорасположенное зубчатое зацепление “а”, которое преобразовывает тангенциальное движение штанги в радиальное движение кулачков 2. Для переустановки на другой диаметр зажима или смены комплекта кулачков достаточно вывести штанги из зацепления с зубчатым профилем кулачков 2.

Магазин 3 выполнен с отверстием, диаметр D_0 которого больше диаметра D_n зажимного патрона 1 и расположен соосно с осью патрона на

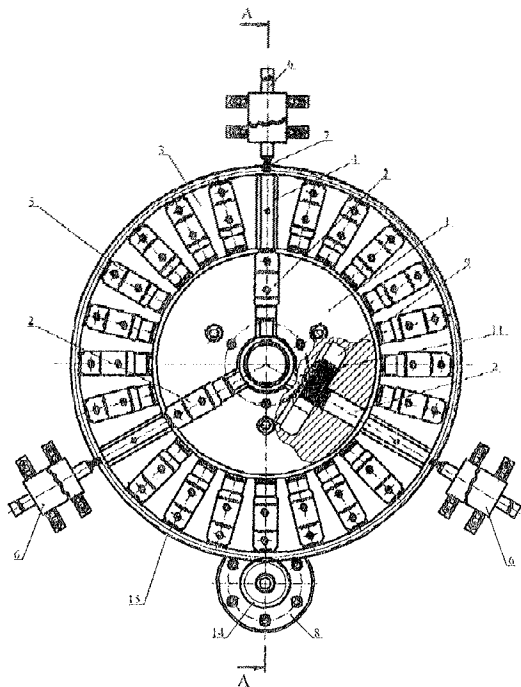


Рис. 2.31. Устройство автоматической смены кулачков зажимного патрона по патенту Украины на полезную модель №4569

шарикоподшипниковых опорах. В специальных пазах 4 (рис. 2.31), равномерно расположенных на одинаковом угловом расстоянии вдоль передней поверхности магазина, при помощи фиксаторов 12 хранятся сменные кулачки 5. Магазин получает вращение от электрического привода через шестерню 13 и зубчатый фланец 14.

Сменные кулачки, составляющие комплект, хранятся в пазах магазина под углом 120° один относительно другого. На торцевой поверхности кулачка выполнено отверстие 15 (рис. 2.33, а), которое контактирует в процессе смены с захватом 7 гидроцилиндра 6 (рис. 2.33, б).

Гидроцилиндры 6 расположены в одной плоскости с магазином на равном угловом расстоянии. Количество гидроцилиндров соответствует количеству посадочных мест под сменные кулачки патрона. На концах штоков 16 гидроцилиндров 6 расположены захваты 7, выполненные в виде разжимных цапговых оправок.

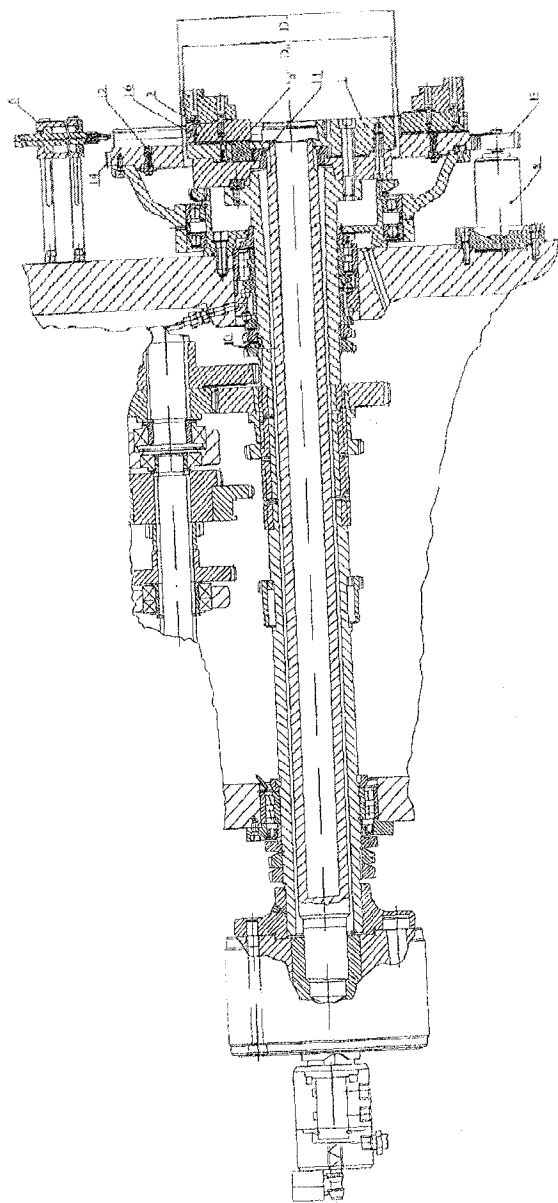


Рис. 2.32. Подшипник шпинделя станка с УАСД по пат. Украины № 4569

По команде от системы управления шпиндель останавливается, и патрон фиксируется в позиции смены кулачков. Поворотный гидроцилиндр привода зажима поворачивает зажимную трубу 10 (рис.2.32) и через центральную шестерню 11 выводит из зацепления клиновые штанги 9 и рабочие кулачки 2. Гидроцилиндры 6 при помощи захватов 7 перемещают отсоединившиеся кулачки 2 патрона и устанавливают их в свободные пазы 4 магазина 3. После поворота магазина в необходимом положении, при помощи электрического привода 8, гидроцилиндры устанавливают в зажимной патрон новый комплект сменных кулачков 5.

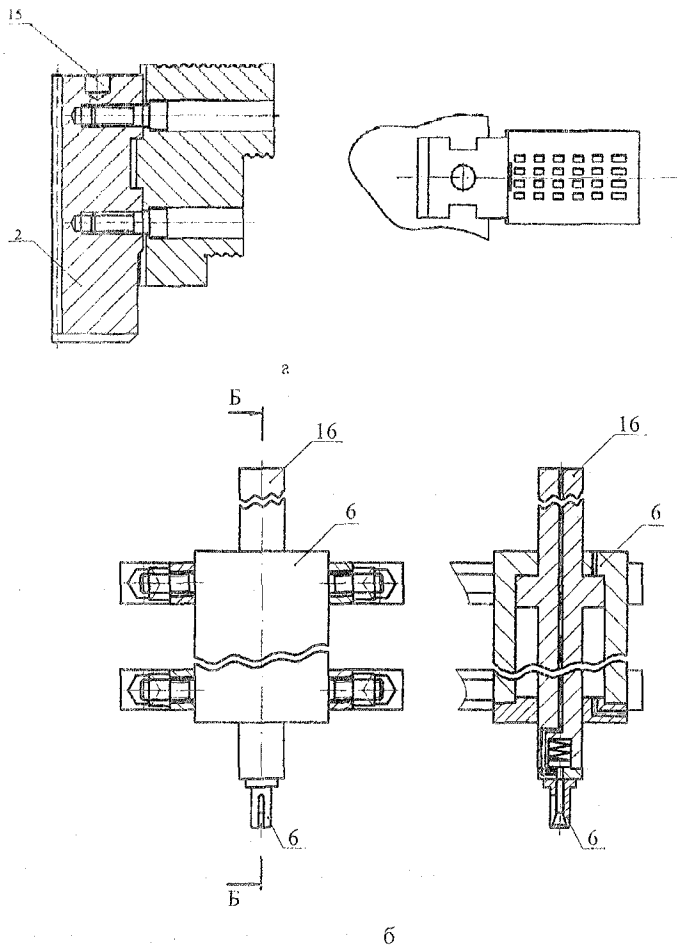


Рис. 2.33. Устройство автоматической смены кулачков зажимного патрона: а - сменный кулачок; б - гидроцилиндр с захватами

Для исследования точности позиционирования УАСЗЭ, установки и точности ЗЦ в конус шпинделя на кафедре «Конструирование станков и машин» НТУУ «КПИ» создан экспериментальный лабораторный стенд-макет станочного модуля. В состав лабораторного стенда станочного модуля (рис.2.34) входят: 1-макет токарного автомата в виде шпиндельного узла, промышленный робот (ПР) типа "Бриг-10Б" для смены ЗЦ и магазина-накопитель (МН) в виде поворотного стола-накопителя для ЗЦ и заготовок. Шпиндельный узел выполняет в макете СМ роль элемента токарного станка с ЧПУ. Конструкция шпиндельного узла предусматривает его автоматическую загрузку-разгрузку с помощью ПР сменными ЗЦ и штучными заготовками из поворотного МН, либо автоматической сменой цанг из шпиндельного узла в МН, а затем наоборот при обратном порядке.

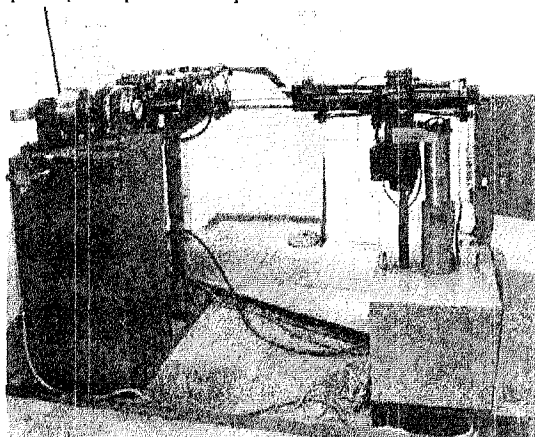


Рис. 2.34 Общий вид лабораторного стенда-макета станочного модуля

2.6. Дискретно-непрерывная схема охвата в цанговых зажимных механизмах

Дискретно-непрерывная схема охвата является наиболее распространенной, когда широкодиапазонный цанговый патрон или цанга позволяют зажимать два и более номиналов прутков, что снижает их количество в комплекте по сравнению со стандартными цангами, рассчитанными только на один номинальный размер.

В табл. 2.3 приведены примеры для реализации дискретно-непрерывной схемы охвата.

Таблица 2.3. Анализ конструкций широкодиапазонных цапговых патროнов

№ п/п	№ А.с., авторы	Схема	Отличительная часть формулы изобретения
1	2	3	4
1	№ 584972 Деметьев В.И. Клюев А.Н. [21]		Рабочая часть состоит из основных ЦЭ 1, выполненных в виде образованных разрезов по аксиальным плоскостям сегментов и размещенных между ними выполненных за одно целое с упорной частью цапты дополнительных ЦЭ 2, боковые грани которых контактируют с основными ЦЭ 1, а также радиус зажимного отверстия дополнительных ЦЭ 2 меньше радиуса зажимного отверстия основных ЦЭ 1
2	№ 837561 Клюев А.Н. [22]		Цапга выполнена с дополнительными прорезами 2, которые образуют разжимные лепестки 3, боковые наклонные поверхности 4 которых размещены к оси под углом β , связанные с перемещением зажимных лепестков 1 соотношением: $\alpha = \frac{b}{2} \left(\frac{1,732}{18\beta} - 1 \right)$, где - величина перемещения разжимных лепестков, b - величина перемещения зажимных лепестков
3	№ 1002102 Кузнецов Ю.Н. Срибный Л.Н. [23]		Цапрон содержит цапгу 1 с цилиндрической рабочей частью, ЦЭ которой выполнены в виде образованных разрезов сегментов 3 и размещенных между ними ДЦЭ 2, причем цапты установлены друг относительно друга так, что внутренние рабочие поверхности ДЦЭ цапты с конической частью контактируют с внешней поверхностью сегментов 3 цилиндрической рабочей части

4	<p>1537380 Кузнецов Ю.М., Даньчиенко М.Г., Марьяненко В.Я., Кулик В.Г., Лоев В.Ю., Хома М.И., Грубяк И.Г., Гевко Р.Б. [34]</p>		<p>В прорезях между основными 1 и дополнительными зажимными элементами 2 размещены подставки 3, жестко связанные с основными 3Э 1 и предназначенные для взаимодействия с ДЗЭ 2, в пластинках 3 выполнены отверстия 4, предназначенные для размещения введенных в каналы тел качения 5 с сепараторами 6</p>
5	<p>RU 2124969 Розанов И.М. [48]</p>		<p>Цанга оснащена разрезным кольцом 3, в корпусе 1 выполнены П-образные пазы, лепестки выполнены в виде секторов 2 с отверстиями, продольными указанными разрезным кольцом 3, установленными в П-образные пазы корпуса и соединенных с ним с помощью разрезного кольца, установленного в канавку корпуса, при этом размеры сечения разрезного кольца меньше, чем размеры отверстия в секторе</p>
6	<p>1207642 Кузнецов Ю.Н., Литвин А.В. [26]</p>		<p>Зажимный элемент 1 выполненный в виде гофрированной в поперечном перерезе тонкостенной втулки, число гофр которой равно числу зубок 3 зажимной цанги 2, внутренняя поверхность гофрированной втулки армирована эластичным материалом и выполнена полой и залита жидким пластичным материалом</p>
7	<p>1215883 Кузнецов Ю.Н., Литвин А.В. [27]</p>		<p>Патрон оснащен установочными между конической 1 и цилиндрической 2 цапгами дополнительными цилиндрическими цапгами 3 и 4, на зубках которых выполнены канавки поверхности для взаимодействия с соответствующими поверхностями конической и цилиндрической цапг</p>

Зажимной патрон 1 (рис. 2.35) [24], установленный в шпindelь 2 содержит зажимные элементы 4 в виде эксцентров, установленных на осях 5, а упругие элементы в виде пружин кручения.

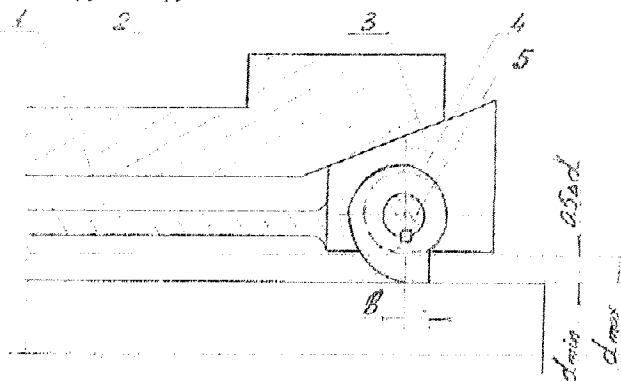


Рис. 2.35. Зажимной цанговый патрон с эксцентриками

Цанговый патрон (рис. 2.36) [27], установленный в шпindelь 1, содержит установленную между конической 2 и цилиндрической 3 цангами дополнительные цилиндрические цанги 4, на губках которых выполнены клиновые поверхности, предназначенные для взаимодействия с ответными поверхностями конической 1 и цилиндрической 3 цанг. В патроне использован способ мультипликациии.

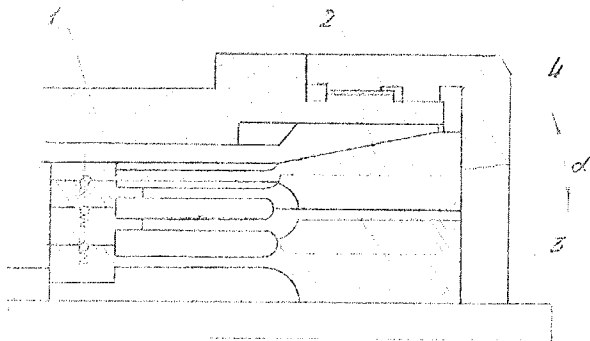


Рис. 2.36. Цанговый патрон с дополнительными цилиндрическими цангами

Используя метод дифференциально-морфологического синтеза зажимных механизмов получены на уровне изобретений и полезных моделей новые конструкции зажимных механизмов, зажимных цанг, цанговых патронов для зажима заготовок, инструмента и других объектов.

Зажимная цанга (рис.2.37) [41] с рабочими упругой 1 и конической 9 частями, причем рабочая часть состоит из основных зажимных элементов 8,

выполненных в виде образованных разрезами по нескольким плоскостям сегментов и размещенных между ними, выполненных как одно целое с упругой частью 1 цапги дополнительных зажимных элементов 6 с прорезами между основными 8 и дополнительными 6 зажимными элементами, в которых размещены пластины 7, что жестко связанные, например, винтами, с основными зажимными элементами 8. Поверхности пластины 7 предназначенные для взаимодействия с боковыми поверхностями дополнительных зажимных элементов 6. На конической рабочей части 9 выполнены отверстия 2 одинаковой глубины и диаметра, в которых размещены тела качения 4, установленные в сепараторы 3 и жестко связанные, например винтами, с конической рабочей частью 9, в отверстиях 2 установлены пружины сжатия 5.

При перемещении трубы зажима влево (не показано) коническая рабочая часть 9 через тела качения 4 взаимодействует с конической поверхностью шпинделя, при этом возникает трение качения и тела качения 4 вдавливаются в отверстия 2, сжимая пружины 5. От выпадения тела качения содержится сепаратором 3. Основные зажимные элементы 8 с пластинами 7, взаимодействуют с боковыми поверхностями дополнительных зажимных элементов 6, выдавливают их, а они своими рабочими поверхностями зажимают заготовку или инструмент. При разжипе зажимная цапга движется вправо и тела качения 4 под действием пружин 5 возвращаются в исходное положение. Выполнение отверстий одинаковой глубины и диаметра с размещенными в них подпружиненными телами качения, установленными в сепараторы, уменьшает потери энергии на преодоление сил трения и повышает надежность зажима.

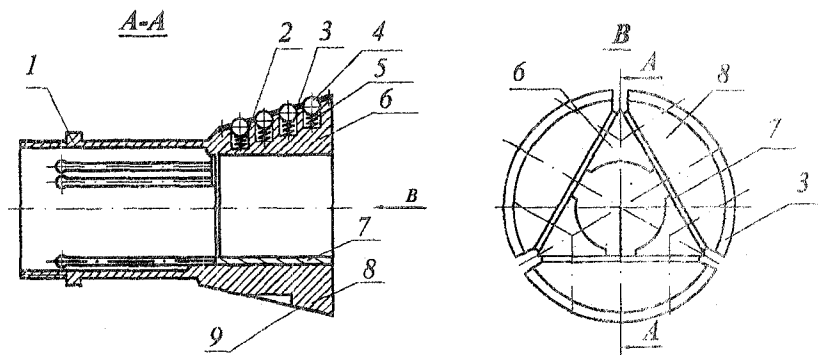


Рис. 2.37. Зажимная цапга с подпружиненными шариками

Патрон (рис. 2.38) [33] состоит из конической цанги 1, размещенной в корпусе 2, и цилиндрической цанги 3. Зажимные элементы 4 и 5 цанг выполнены в виде образованных разрезами сегментов. Дополнительные элементы 6 и 7 цанг размещены между зажимными элементами 4 и 5 цанг. Цанги 1 и 3 установленные одна относительно второй так, что внутренние рабочие поверхности дополнительных элементов 6 контактируют с внешней поверхностью зажимных элементов 5. Патрон содержит фланец 8 с выполненными на нем пазами а для размещения в них рычагов 9, установленных на осях 10 из возможность поворота. Рычаги 9 связаны с пружинами 11 скручивания, один конец которых закреплен на осе 10 рычагов 9, а второй с помощью оси 12 – на фланце 8. Пружины 11 предназначенные для возвращения рычагов 9 в исходное положение после замены цилиндрической цанги 3. Цилиндрическая цанга 3 связанная с фланцем 8 с помощью соединительных планок 13, которые при зажиме удерживают ее в неподвижном положении. Для защиты от попадания стружки патрон закрыт крышкой 14. На корпусе 2 выполнены пазы 15 для ввода в них рычагов 9. Пазы 15 должны иметь форму, которая исключает проворот цилиндрической цанги 3 от сил резания.

На внутренней поверхности дополнительных элементов 7 цилиндрической цанги 3 выполнены кольцевые пазы 16. Размеры и размещения пазов 16 должны быть выполнены в соответствии с размерами двохплечевого рычага 17 захватного устройства 18 робота или манипулятора. Пазы 16 предназначенные для ввода в них двохплечевого рычага 17, который закреплен на осе 19 и связанный со штоком 20 гидроцилиндра захватного устройства 18. Устройство 18 содержит диск 21 с конической поверхностью, предназначенной для восторга рычагов 9 в процессе изменения цилиндрической цанги 3.

Процесс изменения цилиндрической цанги 3 проходит следующим образом. Захватное устройство 18 робота двигается влево, диск 21 входит в контакт с рычагами 9, которые возвращаются на осе 10 и выходят из пазов 15. В это же время при движении штока 20 гидроцилиндра влево двохплечевый рычаг 17 проворачивается вокруг оси 19 и входит в пазы 16. При движении захватного устройства 18 вправо цилиндрическая цанга 3 с фланцем 8 вытягивается из конической цанги 1. После замены цилиндрической цанги 3, которую захватное устройство берет из магазина, процесс установки цилиндрической цанги 3 проходит в обратной последовательности. Рычаги 9 в рабочем положении находятся в пазах 15. После этого проходит зажим заготовки. Для этого труба зажима двигается влево и перемещает коническую цангу 1 тоже влево. Зажимные элементы 4 жмут на дополнительные элементы 6, которые взаимодействуют с зажимными элементами 5 цилиндрической цанги 3, которые жмут на дополнительные элементы 7, а те зажимают заготовки.

Процесс разжима заготовки проходит в обратной последовательности.

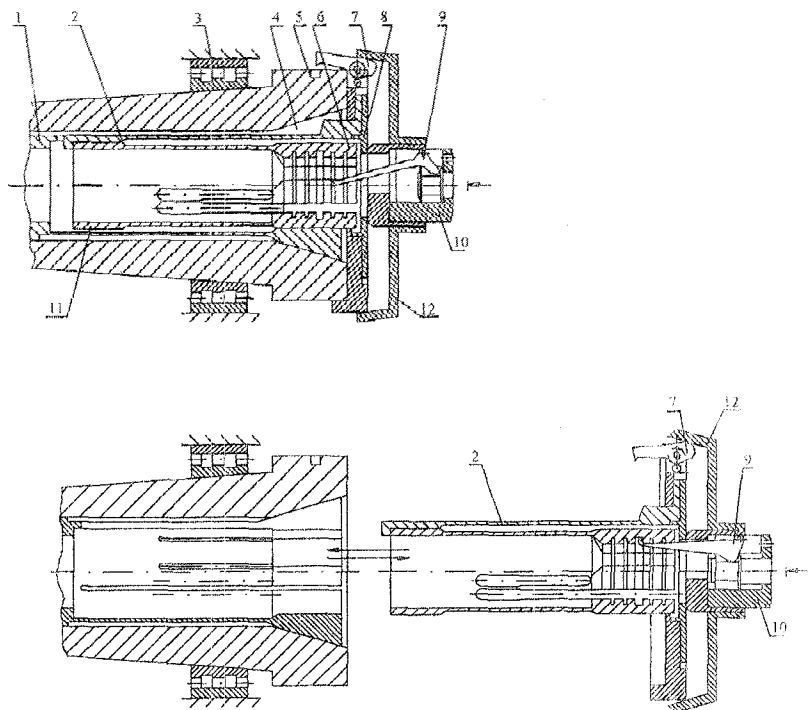


Рис. 2.38. Широкодиапазонный цанговый патрон с автоматической сменой цанг

С целью расширения диапазона зажимаемых прутков и защиты рабочих поверхностей цангового патрона от попадания стружки и смазочно-охлаждающей жидкости на рабочие поверхности цанги, предложена конструкция самонастраивающегося цангового патрона с защитными крышками.

Самонастраивающийся цанговый патрон [36] (рис. 2.39) состоит из основной цанги 1 с конусным отверстием, внутренней двухразрезной цанги с цилиндрическим выступлением, упругой втулки в виде цилиндрической пружины сжатия, впору, в виде разрезного упругого кольца, которое установлено в кольцевой канавке основной цанги 1. На торце основной цанги 1 установлено кольцо 2 из неметаллического материала, например, резины. Для обеспечения прохода прутков разного диаметра на внутреннем диаметре кольца 2 в радиальном направлении выполнено разрезы. Кольцо 2 содержит выступления

3, которые могут иметь криволинейную форму и размещаются как в радиальном направлении, так и в направлении по касательной к отверстию. К торцу основной цапги 1 кольцо 2 крепится с помощью винтов 4. В кильке 2 выполнены пазы, по которым перемещаются винты 4 при зажиме заготовки в двухразрезной цапге. Самонастраивающийся патрон работает следующим образом. При движении трубы зажима влево основная цапга 1 перемещается влево. Усилие зажима передается от основной цапги 1 к двухразрезной, а своими рабочими поверхностями зажимает пруток. Разжим проходит в обратной последовательности. Положение элементов устройства при зажиме прутка.

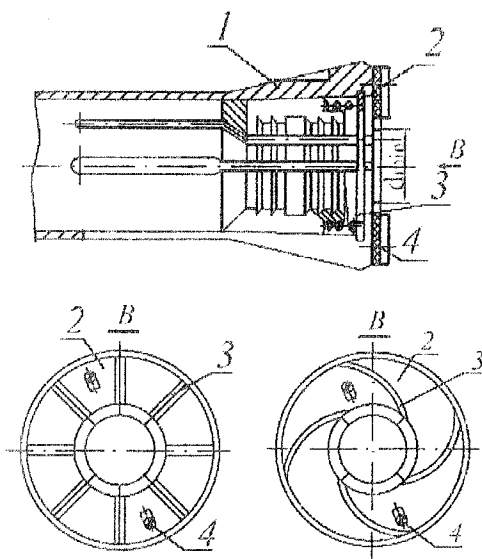


Рис. 2.39. Самонастраивающийся цапговый патрон с защитными крышками

2.7. Широкодиапазонные цапговые патроны с непрерывной схемой охвата

Для реализации непрерывной схемы зажима заготовок разработаны конструкции зажимных цапговых патронов с эксцентриками (рис. 2.40 и 2.41).

Зажимная цапга (рис. 2.38) состоит из заклинивающих элементов 1, выполненных в виде размещенных на осях 2 эксцентриков, которые установлены в прорезях зажимных элементов 3 с возможностью поворота, а упругие элементы 4 – в виде пружин скручивания, одни концы которых

связаны с эксцентриками 1, а другие — с зажимными элементами 3.

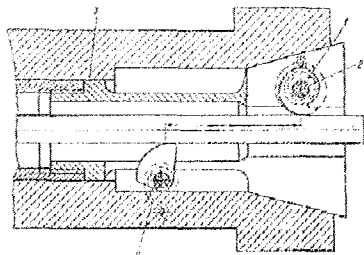


Рис. 2.40. Зажимная цапга с дополнительными рядами эксцентриков

Зажимный патрон состоит из размещенного в шпинделе 1 (рис. 2.41) [25,29, 45] зажимного элемента 2 в виде зажимной цапги, в прорезях 3 которой размещенные в несколько рядов заклинивающих элементов, выполненные в виде эксцентриков 4 установленных на осях 5 с возможностью поворота. Оси 5 жестко связанные с эксцентриками 4 с помощью штифтов 16 и перпендикулярные к оси патрона. Упругий элемент 18 выполненный общим для рядов передних и задних эксцентриков 4, а свободные концы упругого элемента 18 размещенные в отверстиях осей 5, причем передние и задние эксцентрики 4 выполненные с одинаковыми углами подъема $\alpha_1 = \alpha_2$ что обеспечивает при подаче заготовки 14 синхронность их поворота в одну сторону, и участок пружины скручивания 18 между вертикальными осями эксцентриков 4 размещенная перпендикулярно горизонтальной осе эксцентриков 4. Выполнение упругого элемента 18 общим для рядов эксцентриков 4, когда эксцентрики 4 выполненные с разными углами подъема α_1 и α_2 причем угол подъема передних α_1 больше, чем угол подъема задних α_2 а участок пружины скручивания 18 между вертикальными осями эксцентриков 4 размещенная по диагонали, которая соединяет верхнюю точку оси 5 одного ряда эксцентриков 4 с нижней точкой оси 5 другого ряда эксцентриков 4 обеспечивает разворачивание эксцентриков 4 при подаче заготовки 14 в разные стороны, и тем самым увеличивает базу зажима, который приводит к повышению жесткости и надежности зажима. Шайба 17 препятствует смещению пружины 18.

Упор 6, размещенный в прорезях 3 зажимного элемента 2, ограничивает угловое положение эксцентриков 4 при отсутствии заготовки 14. В зажимном патроне эксцентрики 13 дополнительного ряда заклинивающих элементов размещенные внутри шпинделя 1 на осях 11 и связанные через упругий элемент 10 с зажимным элементом 2. Эксцентрики 13 передают крутящий момент с помощью шпонок 12 через упругий элемент 10, один конец которого закреплен

на ось 11, а второй с помощью штифта 9 на зажимном элементе 2.

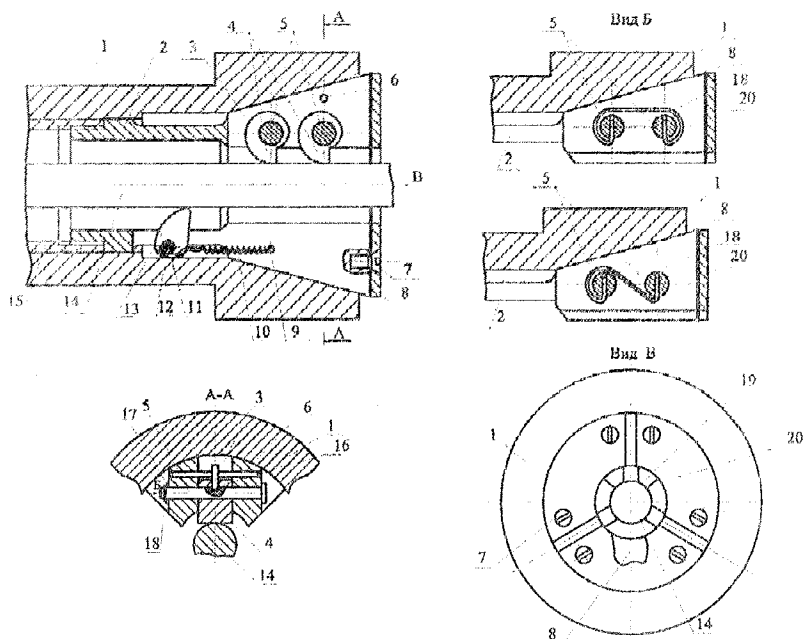


Рис. 2.41. Зажимный патрон с двумя рядами основных эксцентриков

Для защиты патрона от попадания стружки на рабочие поверхности предусмотрена прокладка 8 та крышка 20, которая с помощью винтов 7 крепится к зажимному элементу 2. На прокладке 8 образованные надрезами лепестки 19, предназначенные для защиты элементов зажимного патрона от попадания стружки при подаче заготовки 14 разного диаметра. Зажимный элемент 2 связанный с приводом с помощью трубы 15.

Перед началом зажима, когда зажимный элемент 2 раскрытый, эксцентрики 4, под действием упругого элемента 18 синхронно разворачиваются в одну сторону за счет одинаковых углов подъема $\alpha_1 = \alpha_2$ так, что выбирают зазоры и взаимодействуют с заготовкой 14. При выполнении передних и задних рядов эксцентриков 4 с разными углами подъема α_1 и α_2 причем угол подъема передних α_1 больше, чем угол подъема задних α_2 упругий элемент 18 разворачивает эксцентрики в разные стороны, пропуская заготовку 14 и увеличивая базу зажима. При подаче заготовки 14 вправо на эксцентрики 4 действуют силы сцепления с заготовкой 14 и эксцентрики 4 осуществляют низко амплитудные угловые колебания, пропуская заготовку 14.

При движении трубы 15 влево зажимный элемент 2 заезжает на небольшую величину, необходимую для радиального смещения, обусловленного контактом губок зажимной цапги 2 с конусом шпинделя 1 и эксцентрики 4 с заготовкой 14.

При подаче заготовки 14 разного диаметра эксцентрики 4 разворачиваются так, чтобы взаимодействовать с заготовкой по радиусу кривизны, необходимому для пропуска заготовки 14 без зазора.

Дополнительный ряд эксцентрики 13 предназначенный для повышения жесткости зажима, так как увеличивается база зажима. Эксцентрики 13 исключают оттягивание заготовки 14 за счет заклинивания. Упругий элемент 10 предназначенный для создания дополнительной жесткости и возвращения эксцентрики 13 в исходное положение.

Зажимной патрон (рис.2.42) [43] состоит из корпуса 1 в котором размещена тяга 2, соединенная с приводом станка. На правом конце тяги 2 с помощью гаек 13 и 14 закреплена крестовина 3, в проушинах которой на осях 4 размещены выступы 5. Выступы 5, их может быть три, выполненные за одно целое с зубчатым колесом 6 с внутренним винтовым зацеплением. Зубчатое колесо 6 установлено на корпусе 1 зажимного патрона с возможностью осевого перемещения. Зубчатое колесо находится в зацеплении с эксцентриками 10 (их может быть шесть), одна из сторон которых имеет рабочую поверхность 15, выполненную по спирали с постоянным шагом (например, спираль Архимеда) и углом подъема α меньше, чем угол трения φ , то есть $\alpha < \varphi$, на обратной стороне эксцентрики выполнены винтовые зубья, которые находятся в зацеплении с зубчатым колесом 6. Эксцентрики 10 закрепленные на корпусе 1 с помощью цапф 9 с возможностью вращения в плоскости, перпендикулярной оси зажимного патрона. Каждый из эксцентрики 10 имеет пружину 16, один конец которой связан с эксцентриками 10, а второй закреплен на цапфах 9, для установки эксцентрики в исходное положение при отсутствии зажимаемой заготовки. Деталь 8 устанавливается на упор 11, который защищает патрон от попадания смазочно-охлаждающей жидкости и частиц стружки. Из торца зубчатое винтовое колесо 6 и эксцентрики 10 закрытые крышкой 7, которая крепится к винтовому колесу 6 винтами 12.

При движении тяги 2 от гидроцилиндра станка в осевом направлении крестовина 3 перемещает зубчатое колесо 6. Зубчатое колесо 6, в свою очередь проворачивает эксцентрики 10, что находятся с ним в зацеплении, вокруг цапф 9. При этом проходит зажим заготовки 8. При обработке детали 8 под действием силы резания, которая направлена по касательной к поверхности заготовки и по часовой стрелке проходит дополнительный зажим заготовки 8.

Благодаря осевому перемещению винтового зубчатого колеса 6 возможно налаживание на любой диаметр закрепляемой заготовки 8 в диапазоне

$\Delta d = d_{\text{max}} - d_{\text{min}}$ где d_{max} и d_{min} - минимальный и максимальный диаметры зажимаемой заготовки.

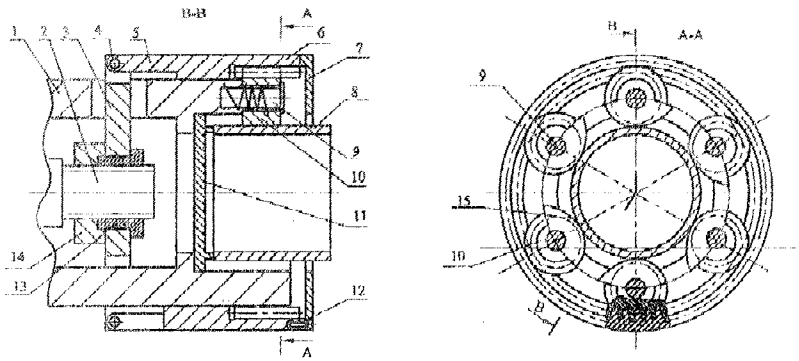


Рис. 2.42 Зажимный патрон с эксцентриками для штучных заготовок

Для зажима коротких штучных заготовок разного диаметра, типа кольца, по обработанной поверхности используют широкодиапазонный ступенчатый цанговый патрон [38] (рис.2.43), в соответствии с классификацией элементов технической системы зажимного механизма.

Патрон состоит из корпуса 1, внутри которого одна во второй размещены цанги 2,3,4 с упругими лепестками. При этом губки одной цанги размещены между губками второй. Рабочие поверхности губок цанг выполнены ступенчатыми. Разница диаметров между соседними степенями равна произведению количества цанг на разницу диаметров между одименными степенями соседних цанг. Повод перемещения цанг состоит из штока, на котором выполнен винтовой паз. На хвостовике каждой цанги выполнены продольные пазы. На торцах губок выполнены отверстия 5, предназначенные для взаимодействия с схватами-штекерами 6 манипулятора. На торце штока выполнены выступления, предназначенные для взаимодействия с хвостовиками цанг.

От поворота относительно корпуса 1 цанги содержатся шпонками. Для изменения цанги с помощью манипулятора 6 в отверстия 5 цанги вводят схваты-штекеры. Потом шток от повода зажима перемещается вправо и за счет винтового паза разворачивается на 90° относительно неподвижного штифта в корпусе 1. При этом выступления торца штока совпадают с продольными пазами на хвостовике цанги. Потом манипулятор 6 отходит вправо вместе со снятой цангою. В результате патрон переналажен на другую ступень. При

движении штока влево проходит его разворачивание на 90° в обратную сторону. При последующем движении штока влево проходит зажим детали необходимой цангой.

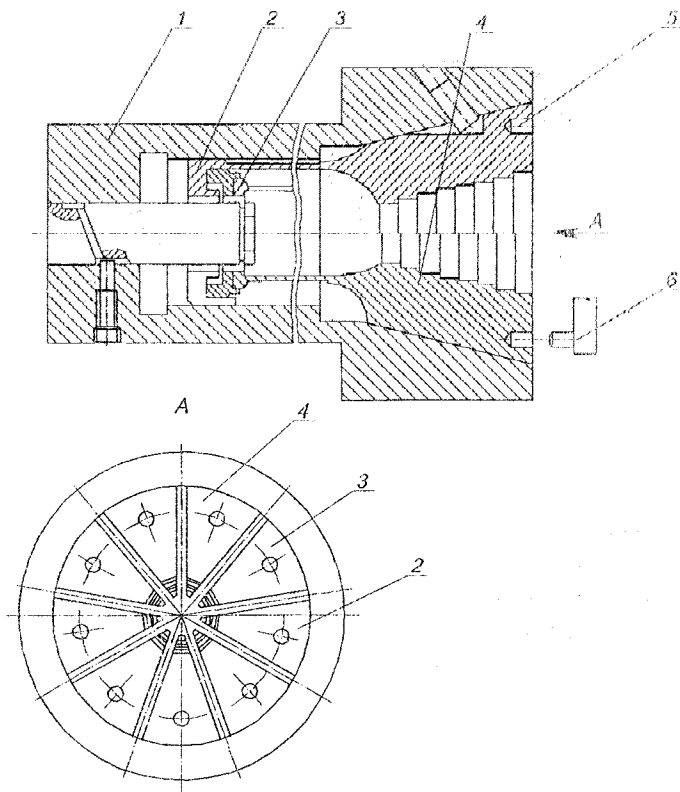


Рис. 2.43. Цанговый патрон со ступенчатыми цангами

В корпусе 2 установлены коническая цанга 1 и цилиндрическая цанга 3 с зажимными элементами 4 и 5, которые выполнены в виде образованных разрезами сегментов и размещенных между ними дополнительных элементов 6 и 7. В пазах а фланца 8 установлены на осях 10 рычаги 9 с возможностью поворота под действием пружин 11. На внутренней поверхности дополнительных элементов 7 выполнены пазы 16, предназначенные для взаимодействия с рычагами 17 захватного устройства 18. Рычаги 9 предназначены для взаимодействия с пазами 15 корпуса 2. При изменении цилиндрической цанги 3 захватное устройство 18 перемещается влево, выводя

рычаги 17 в пазы 16 цапги 3. При перемещении захватного устройства вправо цапга 3 заменяется.

Цанговый патрон [32] (рис. 2.44) для зажима заготовок разной формы состоит из корпуса, зажимной цапги 1 с радиальными пазами, боковые поверхности которых выполнены наклонными к оси патрона, и с размещенными в них зажимными элементами 2, выполненными в виде камер с эластичной оболочкой, заполненных сыпучим материалом. Материал оболочек 2 должен быть эластичным и армированным упругим металлом, который должен возвращать оболочку 2 в первоначальное положение. В качестве сыпучего материала может быть использован, например, мелкая дробь. Оболочки 2 взаимодействуют с конусом корпуса, с боковыми поверхностями пазов и с зажимаемой заготовкой. В конической части цапги 1 между ее губками выполнено четыре радиальных паза, оси которых лежат в плоскостях, которые проходят через ось патрона и середины прорезей, которые образуют лепестки цапги 1. Оболочки 2 и сыпучий материал образуют зажимный элемент, который и зажимает заготовку. Длина пазов не должна превышать длину губок цапги 1, это обеспечивает контакт зажимных элементов с конусом корпуса. Для обеспечения надежного зажима длина зажимных элементов должна быть не меньше 40мм (в зависимости от модели станку). Боковые

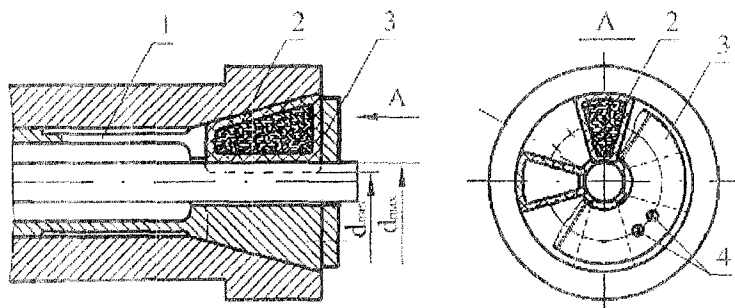


Рис. 2.44. Цанговый патрон для зажима заготовок разной формы

стенки пазов выполнены под углом. Это предупреждает выпадение зажимных элементов 2 из пазов. Угол не должен превышать угол трения и находится в пределах $8-15^{\circ}$, что обеспечит надежную работу патрона и будет предотвращать заклинивание зажимных элементов 2. Для исключения попадания стружки на рабочие поверхности зажимных элементов 2 патрон закрыт крышками 3, закрепленными винтами на цапге 1. При движении трубы зажима (не показано) губки цапги 1 и зажимные элементы 2 контактируют с конусом корпуса.

Происходит выдавливание зажимных элементов 2 из пазов, и они входят в контакт с зажимаемой заготовкой. Наличие сыпучего материала в камерах оболочек 2 дает возможность копировать разную форму зажимаемой заготовки. При дальнейшем движении трубы зажима влево усилия зажима передается от конуса корпуса губкам цанги 1 и оболочке 2. Сыпучий материал перемещается в камере оболочки 2, передает усилие зажиму через эту же часть оболочки 2 зажимаемой заготовке. Заготовка зажата. Разжим заготовки происходит в обратной последовательности. Упругий материал в оболочке 2 возвращает зажимный элемент в начальное положение.

Цанговый патрон (рис. 2.45) [50] состоит из корпуса 1, в конусном отверстии которого размещена цанга 2 с зажимными элементами в виде камер 3 с эластичной оболочкой 4, заполненных сыпучим материалом 5, как вариант выполнения камеры с эластичной оболочкой могут быть заполнены жидкостью, которая может затвердевать под действием магнитного поля, причем камеры 3 выполненные в виде отдельных переменных модулей и соединенные с лепестками с помощью шарниров 6. Наличие шарниров 6 позволяет проводить замену зажимных элементов при зажиме заготовок разной формы. Для предотвращения перемещения зажимных элементов в осевом направлении и попадания стружки на рабочие поверхности, на торце корпуса 1 с помощью, например, винтов, закреплена крышка 8. При движении трубы зажима влево (не показано) зажимные элементы 3 в виде камер с эластичной оболочкой 4,

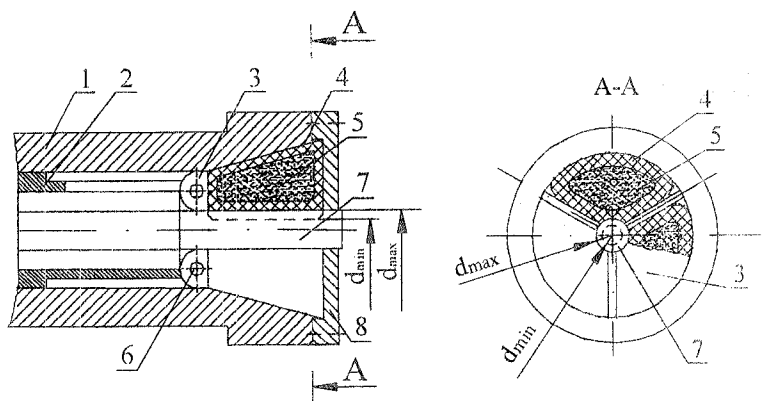


Рис. 2.45. Цанговый патрон с зажимными элементами в виде отдельных переменных модулей, шарнирно соединенных с лепестками

которая заполнена сыпучим материалом, причем камеры 3 выполненные в виде отдельных переменных модулей, размещенных в фигурных пазах рычагов, оси которых расположены на концах корпуса и соединены с лепестками с помощью

шарнира 6 перемещают также влево, зажимая заготовку 7. При зажиме заготовки фигурной формы, зажимные элементы в виде камер 3 с помощью эластичной оболочки 4 копируют форму данной зажимаемой заготовки, при этом сохраняется постоянство объема зажимного элемента. Разжим заготовки происходит в обратной последовательности.

Цанговый патрон (рис. 2.46) [49] состоит из зажимной цанги 1 с конической рабочей частью, которая размещена внутри корпуса 2. Зажимные элементы 3 цанги 1 образованные разрезами. Дополнительные элементы 4 выполненные за одно целое с упругой частью цанги 1. Зажимные элементы 3 выполненные в виде образованных разрезами по аксиальным плоскостям сегментов. Между зажимными элементами 3 размещены дополнительные элементы 4, боковые грани которых взаимодействуют с боковыми гранями зажимных элементов 3. Внутри цанги 1 с конической рабочей частью размещено цанга 5 с цилиндрической рабочей частью, зажимные элементы которой выполнены в виде образованных разрезами сегментов 6 и размещенных между ними дополнительных элементов 7. Соединительные планки 8 размещенные в середине цанги 1 с конической рабочей частью, один конец которых жестко связан с хвостовиком цанги 5 с цилиндрической рабочей частью, а второй, со стороны переднего торца патрона, неразъемно связанный с неподвижным фланцем 9. С помощью винтов 10 соединительные планки 8 крепятся к хвостовой части цанги 5. Фланец 9 предотвращает попадание стружки в

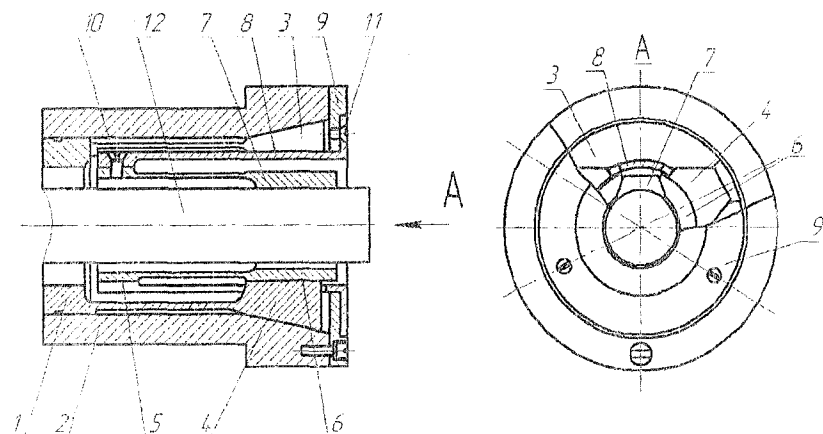


Рис. 2.46. Цанговый патрон с двойной мультипликацией и неразъемным фланцем

рабочие части патрона. Винтами 11 соединительные планки 8 с фланцем крепятся к неподвижному фланцу 9. Зажим прутка 12 осуществляется

дополнительными элементами 7 цанги 5 с цилиндрической рабочей частью. Цанги 1 и 5 установленные одна относительно другой так, что внутренние рабочие поверхности дополнительных элементов 4 контактируют с внешней поверхностью сегментов 6. Соединительными планками 8, которые выполнены, например, в виде пустотелого цилиндра с разрезами под соответствующие дополнительные зажимные элементы 7 цанги 1 с рабочей частью и неразъемно соединенного с фланцем 9.

Соединительные планки 8 могут быть выполнены неразъемными с фланцем разными технологическими методами (например, литье, штампование, точение и так далее) и изготовленные из разных материалов (например, сталь, дюралюминий, силумин, капролон и так далее). При этом цанга 5 с цилиндрической рабочей частью содержится неподвижной в осевом направлении. При движении трубы зажима влево цанга 1 с конической частью перемещается также влево. Зажимные элементы 3 боковыми скошенными плоскостями жмут на дополнительные элементы 4, которые, в свою очередь, жмут на цилиндрическую поверхность сегментов 6, и за счет скосов перемещают дополнительные элементы 7, а последние своими рабочими поверхностями взаимодействуют с прутком 12. Происходит зажим прутка 12. Разжим прутка 12 происходит в обратной последовательности. При этом, соединительные элементы 8, которые соединены с цилиндрической цангой 5 и фланцем 9, обеспечивают высокую осевую точность при зажиме прутка 12.

Для обеспечения стабильности характеристик зажима на внутренней поверхности цанги выполнен разнонаправленный микрорельеф [40]. На рис.2.47 показан продольный разрез А-А зажимной цанги с рабочими упругой 1 и конической 2 частями, причем рабочая часть состоит из основных зажимных элементов 6, выполненных в виде образованных разрезами по нескольким плоскостям сегментов и размещенных между ними, выполненных как одно целое с упругой частью 1 цанги дополнительных зажимных элементов 3 с прорезами между основными 6 и дополнительными 3 зажимными элементами, в которых размещены пластины 4, что жестко связанные, например, винтами, с основными зажимными элементами 6. Поверхности пластин 4 взаимодействуют с боковыми поверхностями дополнительных зажимных элементов 3.

На рабочей части дополнительных зажимных элементов 3 выполнен частично регулируемый микрорельеф остроконечной формы с углами заострения β , β_1 , размещенными поочередно наклоненными в перпендикулярных направлениях, высота которых h меньше параметра шероховатости Rz для данного материала и вида обработки. Остроконечные выступы в продольном направлении, выполненные под углом β и направленные в сторону подачи прутков, а в поперечном направлении выполненные под

углом β_1 и направленные в бок перпендикулярный к продольному направлению и высота неравноностей h должна быть не больше параметра шероховатости Rz . Такое направление остроконечных выступов способствует движению заготовки в направлении, противоположном ее подаче, и прокручиванию заготовки в радиальном направлении под действием сил резания.

При перемещении трубы зажима влево (не показано) основные зажимные элементы 6 с пластинами 4 взаимодействуют с боковыми поверхностями дополнительных зажимных элементов 3, выдавливают их, а они своими рабочими поверхностями с выполненным регулярным микрорельефом остроконечной формы с углами заострения β , β_1 , размещенными поочередно наклонными в перпендикулярных направлениях, зажимают заготовку или инструмент. Выполнение регулярного микрорельефа на рабочей части дополнительных зажимных элементов повышает износостойкость рабочей части дополнительных зажимных элементов и повышает надежность зажима.

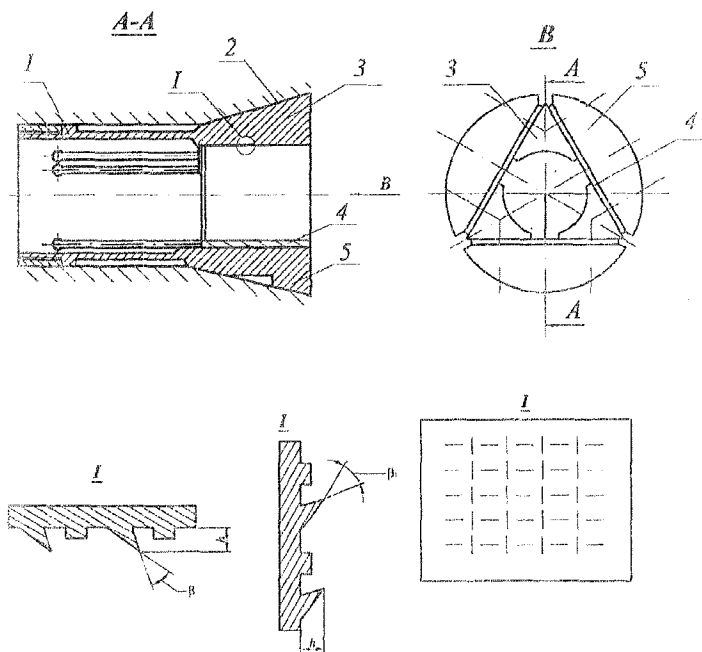


Рис. 2.47. Зажимная цанга по патенту Украины на полезную модель №8597А

ЩЦП с самонастраивающимися эксцентриками (рис. 2.48) реализует принцип угловой самонастройки [45].

ШЦП состоит из размещенных в шпинделе 1 зажимного элемента 2 в виде зажимной цанги, в прорезях которой находятся заклинивающие элементы, выполненные в виде эксцентров 3, установленных на осях 4 и жестко связанных с ними с помощью шпонок. Оси эксцентров установлены под углом к оси патрона, который не превышает 45° и выполнены ступенчатыми.

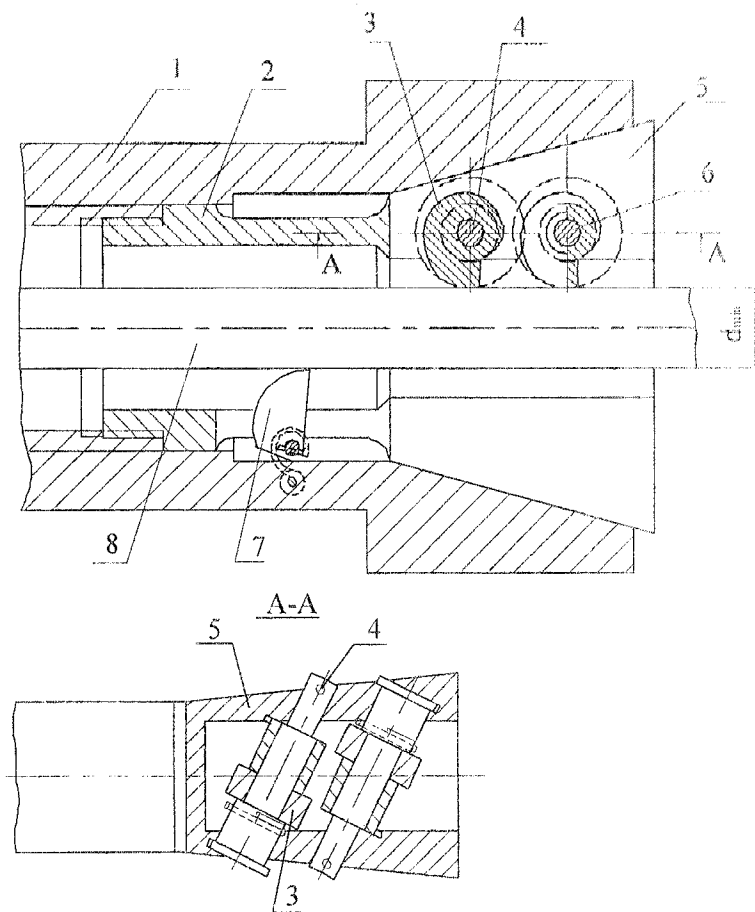


Рис. 2.48. Цанговый патрон с двумя рядами зажимных эксцентров

На ступенях осей закреплены штифты, ограничивающие относительно упора, жестко связанного с зажимным элементом 2, угловое положение эксцентров при отсутствии заготовки. На ступенях осей размещены эксцентрики 3, которые содержатся неподвижными в осевом направлении

втулками и буртами осей. Оси имеют отверстия, в которых установлены концы пружин кручения, вторые концы пружины жестко связаны гайкой с зажимным элементом 2. Зажимный элемент 2 связанный с приводом с помощью трубы зажима.

Для повышения жесткости зажима в патроне предусмотрен дополнительный ряд эксцентриков 7, жестко установленных на осях с помощью шпонок и размещенных в корпусе (шпиндель 1). Дополнительный ряд эксцентриков увеличивает базу зажима. Пружина возвращает эксцентрик 7 в исходное положение. Так как эксцентрики 7 не связанные с подвижным зажимным элементом 2, то при зажиме заготовки 8 исключается ее оттягивание за счет заклинивания, чем обеспечивается высокая осевая точность зажима. Эксцентрики, размещенные параллельно оси патрона воспринимают радиальную нагрузку, а эксцентрики, размещенные под углом, что не превышает 45° , воспринимают осевые нагрузки и предотвращают прокручивание заготовки.

Патрон работает следующим образом. Перед началом зажима, когда зажимной элемент 2 раскрытый, эксцентрики 3 под действием пружин разворачиваются так, что выбирают зазоры, прижимаясь к заготовке 8. При смещении (подачи) заготовки 8 вправо, эксцентрики осуществляют низкоамплитудные угловые колебания, пропуская заготовку 8.

При движении трубы зажима влево, зажимной элемент 2 затягивается на небольшую величину, необходимую для радиального смещения, обусловленную контактными сближениями губок зажимного элемента 2 с конусом шпинделя 1 и эксцентриков 3 с заготовкой 8. Дополнительные эксцентрики 7 исключают оттягивание прутка за счет заклинивания.

На рис. 2.49 показан продольный разрез А-А зажимной цапги с рабочими упругой 1 и конической 2 частями, причем рабочая часть состоит из основных зажимных элементов 3, выполненных в виде образованных разрезами по нескольким плоскостям сегментов и размещенных между ними, выполненных как одно целое с упругой частью 1 цапги дополнительных зажимных элементов 4 с прорезами между основными 3 и дополнительными 4 зажимными элементами, в которых размещены пластины 5, что жестко связанные, например, винтами, с основными зажимными элементами 3. Поверхности пластин 5 взаимодействуют с боковыми поверхностями дополнительных зажимных элементов 4.

На конической рабочей части 2 выполнены канавки 7 одинаковой глубины, ширины и формы с размещенными в них телами качения 6, установленных в сепараторы 8, жестко связанных с конической рабочей частью 2. От выпадения тела качения 6 содержатся сепаратором 8.

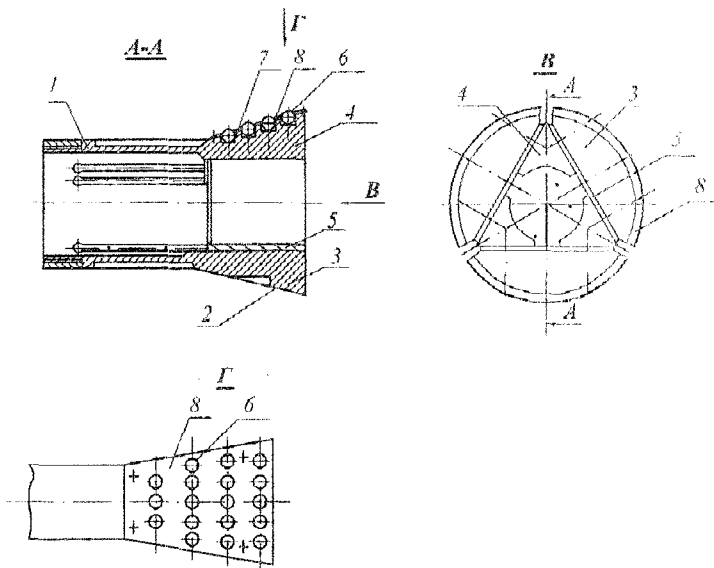


Рис. 2.49. Зажимная цапга с шариками на наружной конической поверхности

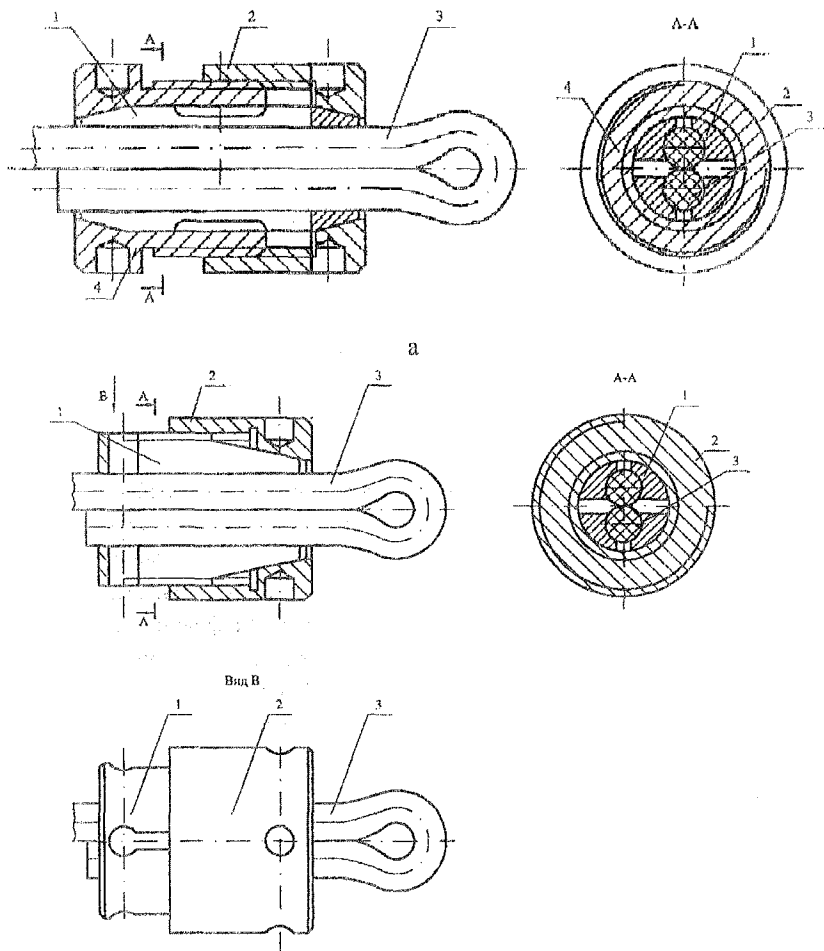
При перемещении трубы зажима влево (не показано) коническая рабочая часть 2 через тела качения 6 взаимодействует с конической поверхностью шпинделя, при этом возникает трение качения. Основные зажимные элементы 3 с пластинами 5, взаимодействуют с боковыми поверхностями дополнительных зажимных элементов 4, выдавливают их, а они своими рабочими поверхностями зажимают заготовку или инструмент. Разжим зажимной цапги происходит в обратном порядке. Выполнение канавок одинаковой глубины, ширины и формы с размещенными в них телами качения, установленных в сепараторы уменьшает потери энергии на преодоление сил трения и повышает надежность зажима и упрощает конструкцию.

Для расширения гаммы использования зажимных цапг, предложено конструкции цапговых зажимов для зажима объектов, которые состоят из двух частей, например буксировочных канатов и тросов [47, 48].

На рис.2.50, а показан цапговый зажим с конусной резьбовой втулкой 4, которая имеет внутренний конус, и гайкой 2 с внутренним конусом и размещенной между ними цапгой 1 с двумя конусами и встречными сквозными прорезями, что позволяют цапге быть более упругой и зажимать объекты с отклонением от номинального диаметра. Рабочее отверстие цапги 1 выполненный в виде двух соосных цилиндрических отверстий, равноудаленных от оси цапгового зажима и предназначенный для закрепления

в нем канатов 3, изготовленных из полиамидов и других материалов.

При закручивании гайки 2 на конусную резьбовую втулку 4 происходит зажим цапги 1, которая в свою очередь зажимает канат 3, который находится в соосных отверстиях. Разжим проходит при обратном повороте гайки 2.



б

Рис. 2.50. Цанговый зажим по патентам Украины на полезную модель №18491, №18492

Закручивание осуществляется вручную с помощью штифтов, которые вставляются в воронки, выполненные на конусной резьбовой втулке 4 и на

гайке 2. Возможны несколько конструкторских вариантов выполнения конусной резьбовой втулки 4 и гайки 2. Например, конусную резьбовую втулку изготавливают в виде шестигранника под ключ соответствующего размера, а гайку с воронками, наоборот ли, или обе детали изготавливают шестигранными.

На фиг. 2.50,б изображен цанговый зажим, который содержит зажимную цангу 1 с одним конусом и резьбой, выполненную как одно целое с конусной втулкой, и гайку 2 с внутренним конусом.

Рабочее отверстие цанги 1 выполненный в виде двух соосных цилиндрических отверстий, равноудаленных от оси цангового зажима и предназначенный для закрепления в нем канатов 3. В цанге 1 выполнены сквозные поперечные воронки, предназначенные для установки штифтов при закручивании, а также это позволяет уменьшить напряжения и зажимать объекты 3 с небольшим отклонением диаметра.

В данном варианте выполнения также возможно изготовление внешних поверхностей цанги 1 и гайки 2 шестигранными.

2.8. Синтез широкодиапазонных цанговых патронов

Цанговый патрон (рис. 2.51) [37] состоит из рабочей 11 и упругой частей, основных зажимных элементов 14, выполненных в виде образованных разрезами по аксиальным плоскостям сегментов, и размещенных между ними дополнительных зажимных элементов 8 с дополнительными лепестками 4, фланца 9, жестко связанного с помощью винтов 7 с фланцем и с шпинделем 3. Дополнительные зажимные элементы 8 содержат со стороны переднего торца направляющие замкнутого типа, например Т-образные, которые контактируют с соответствующими направляющими 10, выполненными в фланце 9. Из противоположной стороны дополнительные зажимные элементы 8 содержат направляющие 6, например в виде кругового паза, в которые входят концы дополнительных лепестков 4 цанги 2. При движении трубы зажима 1 влево зажимная цанга с рабочей конической 11 и упругой 12 частями перемещаются также влево. Зажимные элементы 14 жмут на дополнительные зажимные элементы 8, которые своими рабочими поверхностями зажимают пруток 15 разных диаметров. При этом дополнительные зажимные элементы 8 остаются неподвижными в осевом направлении, так как находятся в направляющих пазах фланца 9, а из второй стороны дополнительные лепестки 4 установленные в пазах 6 по посадке с зазором. Разжим прутка происходит в обратной последовательности. Независимо от отклонения диаметра прутка, обеспечивается высокая осевая точность зажима за счет того, что дополнительные зажимные элементы при зажиме неподвижны в осевом направлении.

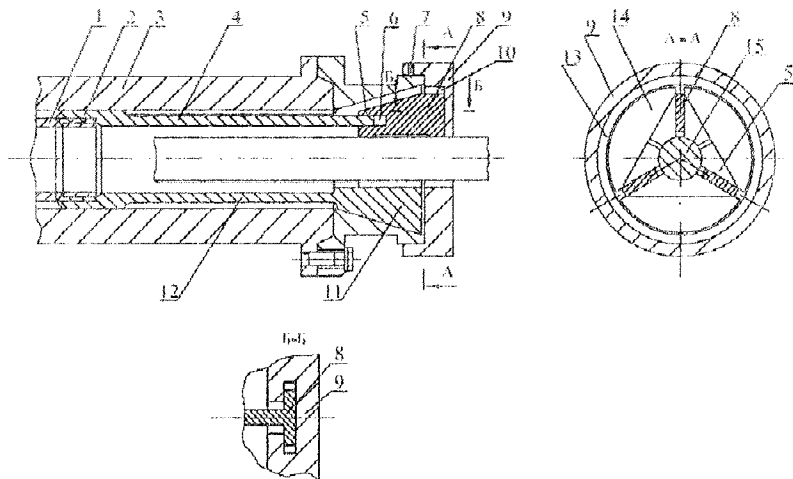


Рис. 2.51. Конструкция ШЦП с переменными дополнительными зажимными элементами к ТРС

Зажимные цанговые широкодиапазонные патроны с одинарной мультипликацией, которые работают по дискретно непрерывной схеме охвата зажимаемых заготовок (прутков или штучных заготовок) и за счет изменения дополнительных зажимных элементов (клиньев) обеспечивают зажим прутков или штучных заготовок в широком диапазоне диаметров (для токарно-револьверных станков с гидроприводом могут обеспечить весь диапазон зажимаемых заготовок). Фланец, жестко связанный с шпинделем станка, в пазах которого перемещаются дополнительные зажимные элементы параллельно оси заготовки, обеспечивает высокую осевую точность, из-за отсутствия оттягивания прутка. Форма и размеры дополнительных зажимных элементов обеспечивают зажим штучных заготовок разной формы и размеров, и прутков разного диаметра и поперечного сечения. Конструкции хвостовой части дополнительных зажимных элементов с элементами пар качения, уменьшают потери трения при перемещении последних по пазу фланца и повышают к.к.д. патрона в целом и обеспечивают стабильность силовых характеристик при зажиме заготовок разного диаметра и формы.

Дополнительные зажимные элементы выполнены в виде переменных клиньев с пазами. Позволяют обеспечить качество их изготовления технологическими методами. С целью уменьшения трения в парах ОЗЭ – ДЗЭ и ДЗЭ - фланец с Т-образными пазами используют разные методы замены состояния контактирующих поверхностей, а именно боковых поверхностей

ДЗЭ и контактирующих поверхностей ДЗЭ с Т-образными пазами фланца, в частности метод вибрационного накатывания с целью создания на этих поверхностях регулярного микрорельефа. Следующим уменьшением потерь на трение является использование новых конструкций ДЗЭ, например, замена трения скольжения на трение качения. Используя разные конструкции переменных ДЗЭ возможно обеспечить зажим заготовок как прутков, так и искусственных разной формы и размеров, при этом обеспечив высокую осевую точность зажима. ДЗЭ изготавливают учитывая конфигурацию зажимной детали. Увеличение длины ДЗЭ за счет ширины фланца приводит к увеличению остатка прутка, а переменные ДЗЭ позволяют регулировать базу зажима за счет изменения их длины. Для уменьшения остатка прутка уменьшают длину рабочей зажимной части ДЗЭ. Выполнение ДЗЭ ступенчатыми позволяет зажимать кольца и другие искусственные заготовки.

Требования к конструкциям переменным дополнительным зажимным элементам (ДЗЭ):

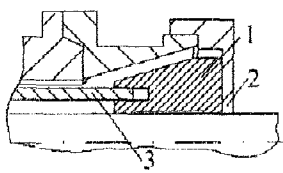
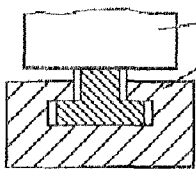
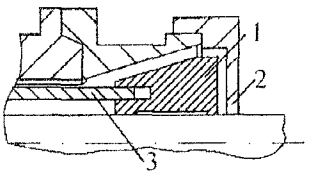
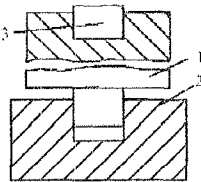
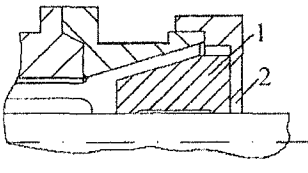
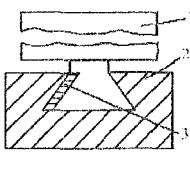
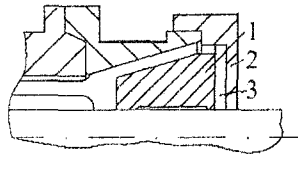
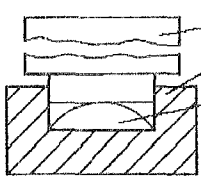
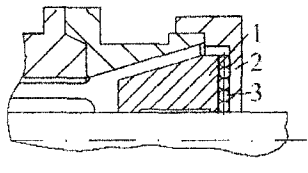
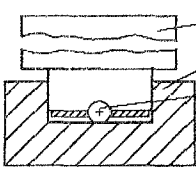
1. рабочие поверхности, которые контактируют непосредственно с зажимаемой заготовкой (прутком) должны обеспечить высокую осевую точность зажима (оттягивания прутка).
2. боковые поверхности, которые контактируют из ОЗЭ повинны обеспечить минимальный коэффициент трения в паре ОЗЭ, – ДЗЭ. точность установки в пазы между ОЗЭ, плавность (без скачков) движения при зажиме, когда ДЗЭ перемещают по внутренним боковым граням ОЗЭ.
3. торцевые поверхности, которые контактируют с фланцем, повинны обеспечить также минимальный коэффициент трения при движении ДЗЭ по пазу фланца, плавность (без заеданий) движения; точность центрирования (без перекосов) в пазах фланца.

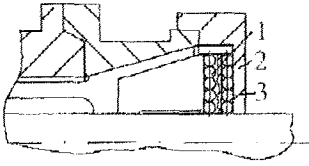
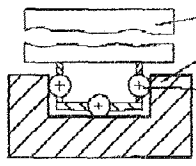
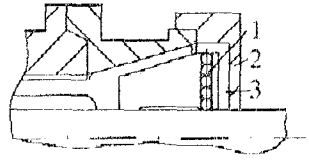
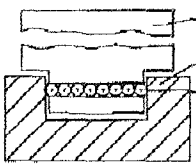
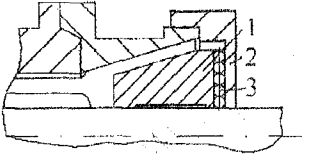
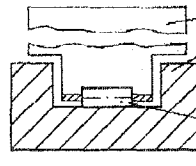
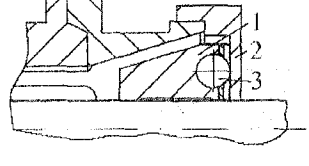
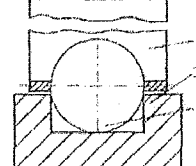
Варианты конструкций ДЗЭ – фланец приведенные в табл. 2.4.

Дополнительный зажимный элемент 1 во время зажима двигается по Т-образных направляющих фланца и при этом одним концом связанный с укороченным лепестком 3 за счет паза. Связь с лепестком 3 ограничивает радиальное перемещение переменного элемента 1, а при движении в Т-образных направляющих возникают значительные потери на трение скольжения (табл. 2.4, п.1).

Для упрощения конструкции Т-подобный паз фланца 2 заменено прямоугольным пазом, но ДЗЭ 1 связанный с лепестком 3. Это уменьшает его радиальный ход, и при этом падает осевая точность, так есть возможность осевого перемещения переменного элемента 1 в осевом направлении (табл. 2.4, п.2).

Таблица 2.4. Варианты конструкций переменных дополнительных зажимных элементов для ШЦП ($m=1$) к токарно-револьверному станку

№ п/п	Конструктивная схема	Особенности конструкции соединения ДЗЭ-фланец	Характеристики			
			f	T	K _ц	E0
1	2	3	4	5	6	7
1			↓	↓	↓	↑
2			-	↑	↑	↓
3			↓	↓	↓	↑
4			↑	↑	↑	-
5			↑	↑	↑	↓

1	2	3	4	5	6	7
6			↑	↑	↑	↑
7			↑	↑	↑	-
8			↑	↑	↑	-
9			↑	↑	↑	-
<p>1 — дополнительный зажимный элемент (ДЗЭ), 2 — фланец, 3 — промежуточные элементы; ^ — характеристики улучшаются, ↓ — характеристики ухудшаются, — характеристики не изменяются.</p>						

Использование направляющих типу «ласточкин хвост» (табл. 2.4, п.3) позволяет обеспечить плавность движения и высокую осевую точность зажима. С помощью планки 3 проводят регуляцию зазора в направляющих.

Для обеспечения постоянного контакта между ОЗЭ и ДЗЭ используют упругой элемент 3 в виде вогнутого желоба, при этом также проходит выборка зазоров между элементами (табл. 2.4, п.4).

Обеспечение трения качения в паре ДЗЭ — паз фланца (в виде прямоугольной направляющей) осуществляется с помощью ряда шариков 3, установленных в сепараторы (табл. 2.4, п.5).

Стабильное положение ДЗЭ 1 относительно фланца 2 и трение качения в паре ДЗЭ – фланец обеспечиваются рядами шариков 3 размещенных в сепараторах на торце ДЗЭ 1 и боковых поверхностях хвостовой части (табл. 2.4, п.6).

Направляющие качение типа «танкетка» 3 обеспечивают стабильность движения ДЗЭ 1 по поверхности прямоугольного паза фланца 2 (табл. 2.4, п.7).

Контакт по линии и стабильность движения обеспечивается рядом роликов 3 установленных в сепаратор на торце ДЗЭ 1 (табл. 2.4, п.8).

Самоустановление ДЗЭ 1 и трение качения обеспечивается шариком 3, который находится в сепараторе, причем постоянство контакта обеспечивается пружиной между шариком и торцом ДЗЭ 1 (табл. 2.4, п.9).

Широкодиапазонный цанговый патрон с поперечной самонастройкой (рис.2.52) [30] состоит из зажимной цанги 1, размещенной в шпинделе 2 станка. В конической части цанги 1 между ее губками 11 из торца 5 выполнены четыре радиальных ступенчатых паза 3, оси которых лежат в плоскостях, которые проходят через ось цанги. В пазах 3 размещены зажимные элементы в виде клиновых кулачков 6, 7, 4, 9 с углом клина, меньшим угла самоторможения. Кулачок 4 контактирует с выступлениями на губке цанги 1, которые образованы степенями паза и ограничивают перемещение кулачка 4 в радиальном направлении. Другой стороной кулачок 4 контактирует с клиновой поверхностью кулачка 6. Кулачок 9 имеет форму срезанной призмы. Срезанной поверхностью кулачок 9 взаимодействует с поверхностью кулачка 7, а противоположной поверхностью – с заготовкой 10, которая зажимается. Кулачки 6, 7 подпружиненные пружинами в направлении, перпендикулярном оси паза 3, и связанные с губкой 11 цанги плоскими пружинами, установленными с зазором в губке 11 цанги 1. Плоские пружины жестко закреплены в кулачках 6 и 7. Пружины предназначены для предотвращения выпадения кулачков и для проворота кулачков 6 и 7 при зажиме заготовки 10. Кулачки связаны между собой винтом и гайкой. Для обеспечения перемещения подпружиненных кулачков 6 и 7 в направлении, перпендикулярном оси цанги 1, в них выполнены пазы. С целью предотвращения попадания стружки в патрон на торцах противоположных губок 11 цанги 1 жестко закреплены винтами два сектора 12 и 8, каждый из которых перекрывает два паза 3. При движении трубы зажима (не показанная) влево зажимная цанга 1 перемещается также влево. Губки 11 цанги 1 сближаются, взаимодействуя с конусом шпинделя 2. Стенка паза 3 со стороны пружины взаимодействует с кулачками 6 и 7 и перемещает их в направлении, перпендикулярном оси цанги 1, сжимая пружину. Перемещение кулачков происходит до тех пор, пока не пройдет контакт кулачка 9 с заготовкой 10, которая зажимается. Происходит зажим заготовки 10. Разжим заготовки 10 происходит в обратной последовательности.

Независимо от отклонений диаметра за счет самонастройки кулачков на размер и беззазорной кинематической цепи обеспечивается постоянная радиальная сила зажима.

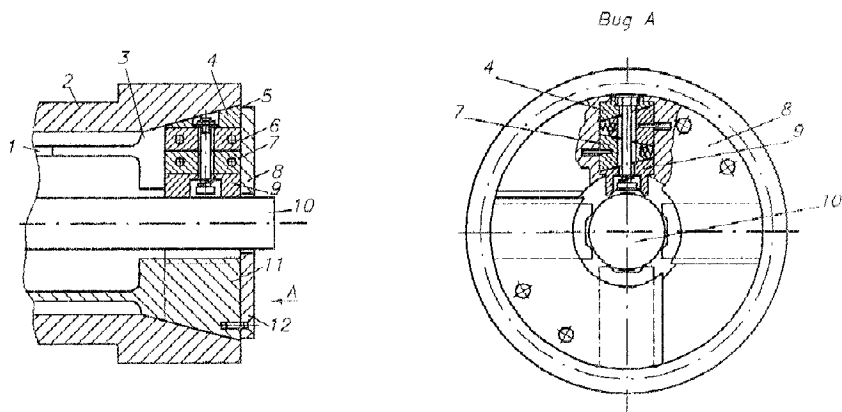


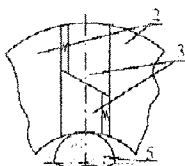
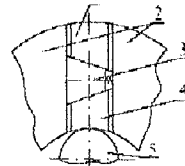
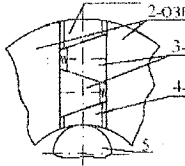
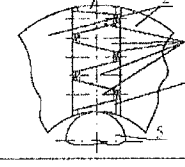
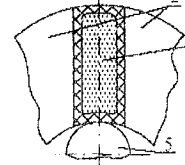
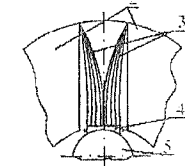
Рис. 2.52. Конструкция широкодиапазонного цангового зажимного патрона с поперечной самонастройкой

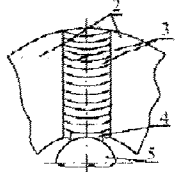
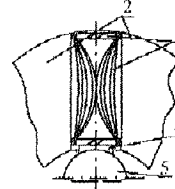
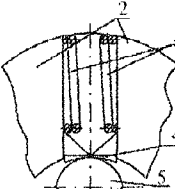
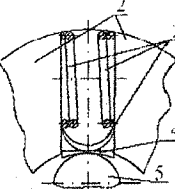
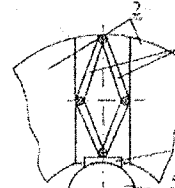
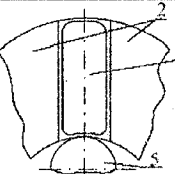
Одним из важных этапов морфологического анализа есть разработка морфологической матрицы (табл.2.5), которая позволяет получить большое число изоморфных и неизоморфных схем широкодиапазонных цанговых патронов с поперечной самонастройкой, а общее количество возможных вариантов равняется ($N=6378750000$). Исходя из анализа морфологической матрицы разработан ряд схем данных патронов (табл.2.6), зажимные элементы которых образованы разрезкой крест-накрест (возможны другие варианты). Для обеспечения поперечной самонастройки в прорезях между основными зажимными элементами установлены дополнительные и промежуточные зажимные элементы в виде одно- и многорядных подпружиненных клиньев, вертикальных или горизонтальных плоских пружин, цилиндрических пружин сжатия, шарниров и их комбинаций. Для обеспечения технологичности один из вариантов предусматривает установление между основными зажимными элементами модулей в виде упругих оболочек, с размещенными в них промежуточными и дополнительными зажимными элементами. Например, выбираем альтернативы (табл. 2.5), которые удовлетворяют требованию широкодиапазонности с поперечной самонастройкой.

Таблица 2.5. Морфологическая таблица связи шарнирных элементов зажимных элементов патентов с использованием административной

С Т Р У К Т У Р А										С В Я З И					
Присоединительная часть	Лепесток	Соединительные элементы	Форма	Зажимной элемент (ЗЭ)						Зажимного элемента (ЗЕ)					ВИД СВЯЗИ
				Схема расчленения		Вид ЗЭ	Среда ЗЭ	Промежуточные ЗЭ	Соединительная часть	Средняя часть	Сторонняя часть	Сторонняя часть	Сторонняя часть	Сторонняя часть	
				вдоль	поперек										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14		
1.1. Резьба	2.1. Продольный	3.1. Фланцы	4.1. Коническая	5.1. ОЗЭ	6.1. Звездой	7.1. Основной	8.1. Твердос	9.1. Кленовые 9.1.1. оловод 9.1.2. дволесток 9.1.3. многорядные	10.1. Привод через лесток	11.1. С ОЗЭ	12.1. С ОЗЭ	13.1. С шлицевым вешне	14.1. Упругая		
1.2. Болтовой замок	2.2. Поперечный	3.2. Фланцы с пазами	4.2. Плоская	5.2. ОЗЭ ДЗЭ	6.2. Треугольник	7.2. Основной промежуточный	8.2. Текущее	9.2. Пакет плоских вертикальных пружин	10.2. Привод без лестка	11.2. С ПЗЭ	12.2. С ДЗЭ	13.2. С шлицевым внутри	14.2. Жесткая		
1.3. Нет	2.3. Нет	3.3. Планки	4.3. Сферическая	5.3. ОЗЭ ДЗЭ1 ДЗЭ2	6.3. Звездой и треугольником	7.3. Основной, промежуточный и	8.3. Сыпучее	9.3. Пакет плоских горизонтальных пружин	10.3. С корпусом	11.3. С ДЭ	12.3. С ДЭ	13.3. С ДЗЭ	14.3. Фрикционный		
		3.4. Комбинированное	4.4. Комбинированное 4.1 и 4.3	5.4. ДЗЭ	6.4. Два треугольника	7.4. Комбинированный	8.4. Нет	9.4. Облочка	10.4. Между собой	11.4. С ОЗЭ, ПЗЭ, ДЭ	12.4. Комбинированная	13.4. С ПЗЭ	14.4. Золотых бивновей		
		3.5. Нет			6.5. Квадратом	7.5. Комбинированный	8.5. Комбинированный	9.5. Шлицевые пружины	10.5. Привод через ДЗЭ и ПЗЭ	11.5. Комбинированная	12.5. Нет	13.5. Нет связи	14.5. Отсутствует		
		3.6. Ступенчатые оси		5.5. Нет	6.6. Накрест	7.6. Основный и допозыбий		9.6. Шарниры		11.6. С ОЗЭ и ПЗЭ					
					6.7. Восьмиугольником			9.7. Комбинированная							

Таблица 2.6. Варианты схем широкодиапазонных цанговых патронов с поперечной самонастройкой

№ п/п	Схема	Вариант сочетания и характерные особенности
1		<p>1.1–2.1.–3.5.–4.1.–5.5.–6.6.–7.5.–8.1.–9.1.2.–10.1.–11.1.–12.5.–13.5.–14.3.</p> <p>Подпружиненные ДЗЭ размещены между ОЗЭ и контактируют с заготовкой и конусом шпинделя, ПЗЭ отсутствуют</p>
2		<p>1.1–2.1.–3.5.–4.1.–5.5.–6.6.–7.5.–8.1.–9.4.–10.1.–11.6. 12.4.–13.5.–14.3.</p> <p>Однорядная поперечная самонастройка, 1 ряд ДЗЭ, подпружиненные пружиной сжатия и размещенные между ОЗЭ 2 и взаимодействуют с ПЗЭ 1 и ПЗЭ 2, которые контактируют соответственно с заготовкой 5 и конусом шпинделя</p>
3		<p>1.1.–2.1.–3.5.–4.1.–5.5.–6.6.–7.3.–8.1.–9.1.2.–10.1.–11.6. 12.4.–13.5.–14.3.</p> <p>Двухрядная поперечная самонастройка, два ряда подпружиненных ДЗЭ 2, которые размещены в прорезях между ОЗЭ и взаимодействуют с ПЗЭ 1 и ПЗЭ 2, которые контактируют соответственно с заготовкой 5 и конусом шпинделя</p>
4		<p>1.1.–2.1.–3.5.–4.1.–5.5.–6.6.–7.3.–8.1.–9.1.3.–10.1.–11.6. 12.4.–13.5.–14.3.</p> <p>Многорядная поперечная самонастройка</p>
5		<p>1.1.–2.1.–3.5.–4.1.–5.5.–6.6.–7.5.–8.5.–9.1.2.–10.1.–11.1. 12.5.–13.5.–14.3.</p> <p>ДЗЭ в виде упругой оболочки размещены между ОЗЭ 1, контактируют с заготовкой и конусом шпинделя (принцип постоянства объема), возможность зажима заготовок разной формы</p>
6		<p>1.1.–2.1.–3.5.–4.1.–5.5.–6.6.–7.3.–8.1.–9.2.–10.1.–11.6. 12.4.–13.5.–14.3.</p> <p>Зажимные элементы выполнены в виде пакетов вертикальных плоских пружин для зажима нежестких заготовок</p>

1	2	3
7		<p>1.1.—2.1.—3.5.—4.1.—5.5.—6.6.—7.3.—8.1.—9.3.—10.1.—11.6. 12.4.—13.5.—14.3.</p> <p>Зажимные элементы выполнены в виде пакетов горизонтальных плоских пружин</p>
8		<p>1.1.—2.1.—3.5.—4.1.—5.5.—6.6.—7.3.—8.1.—9.7.—10.1.—11.6. 12.4.—13.5.—14.3.</p> <p>Зажимные элементы образованы комбинацией пружинных шайб и плоских пружин</p>
9		<p>1.1.—2.1.—3.5.—4.1.—5.5.—6.6.—7.3.—8.1.—9.7.—10.1.—11.6. 12.4.—13.5.—14.3.</p> <p>Зажимные элементы образованы комбинацией цилиндрических пружин и шарниров</p>
10		<p>1.1.—2.1.—3.5.—4.1.—5.5.—6.6.—7.3.—8.1.—9.7.—10.1.—11.6. 12.4.—13.5.—14.3.</p> <p>Зажимные элементы образованы комбинацией цилиндрических пружин сжатия и плоских пружин</p>
11		<p>1.1.—2.1.—3.5.—4.1.—5.5.—6.6.—7.3.—8.5.—9.6.—10.1.—11.6. 12.4.—13.5.—14.3.</p> <p>Между ОЗЭ установлены ДЗЭ в виде пластин, установленных друг напротив друга и связанных жестко с ПЗЭ, причем каждая из пластин разрезанная на две одинаковых части, которые соединены между собой шарниром</p>
12		<p>1.1.—2.1.—3.5.—4.1.—5.5.—6.6.—7.5.—8.5.—9.12.—10.1.—11.1. 12.5.—13.5.—14.3.</p> <p>ДЗЭ для удобства установления и изменения выполнены в виде модулей, которые вставляют в прорези между ОЗЭ</p>
<p>1 — ПЗЭ 1 — промежуточные зажимные элементы 1; 2 — ОЗЭ — основные зажимные элементы; 3 — ДЗЭ — дополнительные зажимные элементы; 4 — ПЗЭ 2 — промежуточные зажимные элементы 2; 5 — заготовка.</p>		

2.9. Развитие формы и параметров цанговых зажимных патронов по показателю широкодиапазонности

Действие закона прогрессивной эволюции в мире техники аналогично действию закона природы.

Жизненный путь технической системы показывают в виде S-образной кривой, которая изображена на рис.2.53, и взята из биологии, так как он является похожим с жизненным путем живого существа. Эта кривая показывает, как изменяются во времени главные показатели технической системы, например, это может быть точность или широкодиапазонность цангового зажимного механизма [4, 6, 10, 13, 17, 19, 20].

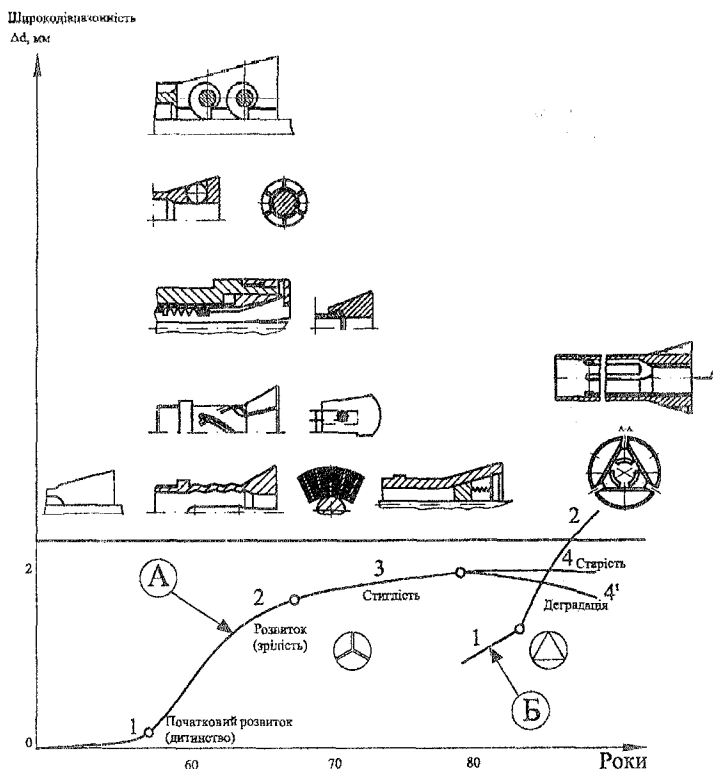


Рис. 2.53. Кривые развития цанговых зажимных патронов как технической системы: А — полная кривая развития старой технической системы; Б — начало развития новой технической системы

Рассмотрим пример изменения показателя широкодиапазонности в технической системе «цанговый патрон». Участок 1 (детство) показывает, что

техническая система развивается медленно, она отвечает рождению основных идей и реализации их в конкретном работоспособном объекте новой технической системы. Здесь появляются много изобретений высокого уровня, но экономический эффект от их использования малый или вообще отрицательный. Этот участок отвечает обычной традиционной цанге в которой отклонение от зажимаемого диаметра в пределах допуска на калиброванный пруток. Дальше она совершенствуется (участок 2), ее показатели улучшаются благодаря изобретениям низкого уровня и она широко применяется, наступает «зрелость» технической системы. Здесь происходили попытки увеличить показатель широкодиапазонности за счет изменения формы традиционной цанги без конструктивных изменений параметров. Сюда относятся цанги с круглыми гофрами в продольном сечении, с винтовым выполнением разрезов упругой части, с конической внутренней поверхностью, с введением в губки дополнительных элементов (шариков, эксцентров) и др.

При этом проводилось и изменение некоторых конструктивных параметров цанги, например, увеличение длины лепестка и увеличения количества губок за счет их разрезания. На грани этого участка и следующей находятся цанги с отделенными губками (резиновая цанга без лепестков) и выполнение лепестков отдельно и соединение их с корпусом цанги с помощью байонетного замка или разрезного кольца. Количество изобретений на этом этапе резко растет. На участке 3 размещаются самонастраивающиеся цанговые патроны, в которых отклонение от номинального зажимаемого диаметра достигает до 2 мм. Начиная с участка 3 темпа развития уменьшаются, сначала приходит «зрелость», где система выбирает свои возможности, а затем наступает «старость». Здесь рождаются изобретения, уровень которых наиболее низкий, но экономический эффект от них наибольший в связи с массовым использованием технической системы. Когда система исчерпывает свои возможности, происходит резкий принципиальный переход к замене системы А, другой системой Б. В нашем случае состоялся переход от традиционных зажимных цанг к созданию широкодиапазонных цанговых патронов, в которых проходит разрезка губок цанги треугольником, а не звездой, как в первых. Это позволяет расширить диапазон зажимаемых прутков до 4 мм.

Широкодиапазонность может быть по размерам, форме, чувствительности к свойствам зажимаемых деталей (хрупкие, тонкостенные, мягкие) или универсальная (по размерам, форме и свойствам зажимаемых деталей). Эволюцию развития ШЦП относительно показателя широкодиапазонности можно разделить на несколько этапов (табл.2.7). Широкодиапазонность по размеру зависит, с одной стороны, от угла α и типа цангового патрона (тянущего действия или нажимного действия), а из второй – от типа привода зажима (с геометрическим замыканием – короткие ходы или с силовым

Развитие формы и параметров цанговых зажимных патронов по показателю широкодиапазонности

№ п/п	Тип ЗП (привода)	Схемы	Формула и диапазон отклонения зажимаемого диаметра
1	Традиционная цанга тупоугольного действия (тип 1)		$\Delta d = 2X_T \cdot \operatorname{tg} \alpha$
2	Традиционная цанга нежесткого действия		$\Delta d = 2X_T \cdot \operatorname{tg} \alpha$
3	Самонастраивающийся цанговый патрон (СЦП)		$\Delta d = X_T \cdot \operatorname{tg} \alpha + X_{\text{сам}} \cdot \operatorname{tg} \beta_k$ привод СЦП
4	Самонастраивающийся привод зажима (СпрЗ)		$\Delta d = 2y_{\text{сам}} \cdot \operatorname{tg} \beta_k \cdot \operatorname{tg} \alpha + 2X_T$ $= 2(y_{\text{сам}} \cdot \operatorname{tg} \beta_k + X_T) \cdot \operatorname{tg} \alpha$
5	Широкодиапазонный цанговый патрон с одной и несколькими мультипликаторами (ШЦП)		$\Delta d_1 = \frac{2X_T}{\cos \frac{\pi}{z}} \cdot \operatorname{tg} \alpha$ одинарная мультипликация ($m=1$) При многорядной мультипликации ($m>1$): $\Delta d_m = \frac{2X_T}{\left(\cos \frac{\pi}{z}\right)^m} \cdot \operatorname{tg} \alpha$ $m \rightarrow \infty, \Delta d_m \rightarrow \infty$
6	Широкодиапазонный клино-плунжерный патрон (ШДЗП)		$\Delta d = 2X_T \cdot \operatorname{tg} \alpha + 2X_T \cdot \operatorname{tg} \beta$ $= 2X_T (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)$

замыканием – большие перемещения).

Для зажимной цанги типа I (строка 1, табл.2.7) $\Delta d = 2X_T \cdot t g \alpha$ и даже при достаточном перемещении сдерживающим фактором становятся напряжения в лепестках от деформаций изгиба и осевых сил при необходимости обеспечения контакта губок цанги по всей длине детали (в продольном направлении) и по кругу (в поперечном направлении). При этом осталась неизменной форма разрезки – звездой и цельная губка, жестко связанная из лепестком.

Возникает противоречие между разбросом силы ΔT и диапазоном зажима Δd - чем больше Δd тем больше ΔT . Преодолеть это противоречие пытались различными путями:

- 1 – повысить податливость лепестка в пределах общей длины при изгибе за счет его формы и увеличения их количества z ;
- 2 – сделать губку с приспособлением к Δd за счет ее формы, дополнительных надрезов, дополнительных элементов;
- 3 – повысить длину лепестков за счет повышения общей длины цанги;
- 4 – ввести сменные элементы – вставки на губках.

Для зажимной цанги типа II (строка 2, табл.2.7) ограничения от действия осевых сил на лепестки отсутствуют и поэтому напряжения возникают только от изгиба, но ход ограничен приводом, который всегда с геометрическим замыканием. Максимальное отклонение диаметра Δd для цанг типа I – 1,5-2мм, типа II – 0,5-1 мм

При использовании эффекта самоуплавления за счет угловой рассечки зажимного элемента появилось СЦП (строка 3, табл.2.7), а повернутого на 90° - Спрз (строка 4 табл.2.7), что позволило повысить максимальное отклонение диаметра к 2-3мм, а при Спрз и традиционных цангах большей длины или с отдельными кулачками (губками) до 1,5-2 мм.

Последующее расширение диапазона требовало коренного изменения самой цанги за счет расчленения треугольником, что дало эффект мультипликации хода зажимных элементов (строка 5, табл.2.7) и повышения Δd к 3-5мм.

Использование эффектов самоуплавления и мультипликации (строки 3 и 5 таблицы 2.7) дает дополнительное расширение диапазона, который требует дополнительных исследований в будущем.

Необходимость расширения рабочего диапазона зажима для прутковых автоматов, токарно-револьверных станков и токарных станков с ЧПК требует отказаться от цанг, а использовать возможности плунжерных, клиновых и рычажных патронов за счет двух (трех) передаточно-усилительных звеньев. Появились широкодиапазонные клиноплунжерные патроны (ШДЗП) (строка 6, табл.2.7), которые проверены экспериментально и внедрены в производство.

Таким образом, последующее расширение диапазона возможно за счет

использования беступенчатого (беспрерывного) (рис. 2.54, а) или беступенчато-ступенчатого (дискретно-беспрерывного) охвата диаметра заготовок (рис. 2.54, б).

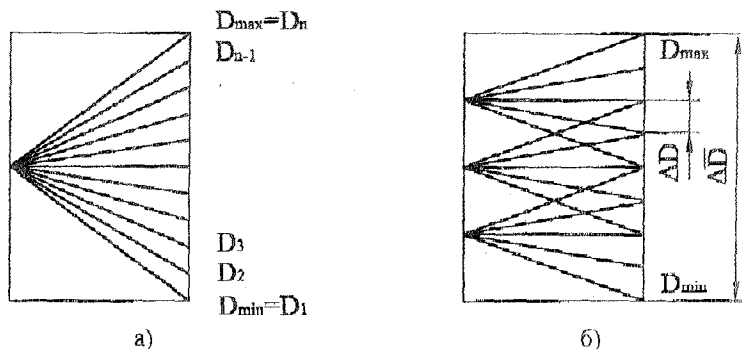


Рис. 2.54. Схемы непрерывного (а) и дискретно-непрерывного (б) зажима заготовок

Это стало возможным за счет использования бесканговых патронов. Изменение широкодиапазонности по форме тоже происходило эволюционно.

Толчком для будущих поисков широкодиапазонности стали следующие принципы:

- сыпучести (текучести): при постоянном объеме зажимных элементов ($V_{ZE} = const$); при $m \rightarrow \infty \Delta d_m \rightarrow \infty$ (рис. 2.55).

При зажиме заготовки минимального диаметра d_{\min} зажимный элемент, помещенный в оболочку 4 и заполненный сыпучей средой имеет минимальную ширину и максимальную высоту, а при зажиме заготовки максимального диаметра d_{\max} – наоборот, но при этом объем зажимного элемента остается постоянным. Пружины 1 предназначены для возвращения зажимного элемента 3 и предохранительных шайб 2 в исходное положение.

- использование принципа «матрешки» при переменном объеме зажимных элементов ($V_{ZE} = var$) (рис. 2.56).

В корпусе 1 размещены кулачки 2. Приводом перемещения каждого кулачка служит телескопический силовой цилиндр, неподвижная часть 4 которого закрепленная в корпусе 1, а на подвижных частях 5 и 6 выполнены рабочие поверхности 3. При дозированной подаче рабочей среды в полости А происходит перемещение частей 5 и 6 к центру, и если диаметр заготовки 7 минимальный, то рабочая поверхность 3 также мала, а если диаметр заготовки

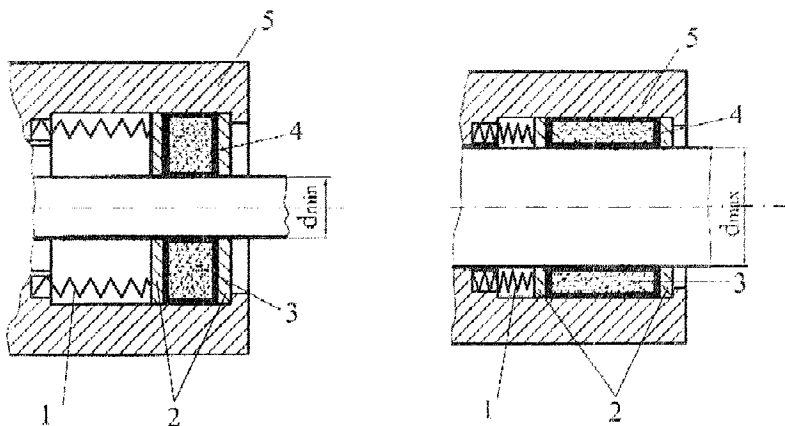


Рис. 2.55. Широкодиапазонный цанговый патрон с сыпучей средой в оболочке постоянного объема.

максимален, то рабочая поверхность зажима увеличивается за счет подвода поверхности 3 на частях 5.

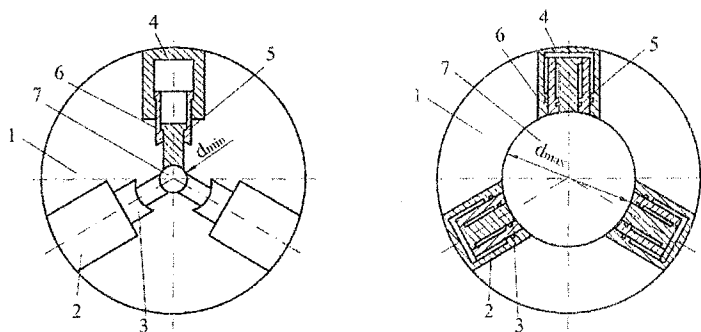


Рис. 2.56. Широкодиапазонный цанговый патрон с переменным объемом зажимных элементов

2.10. Использование статистических методов прогнозирования развития и предельных возможностей конструкций цанговых патронов по показателю широкодиапазонности

Многоцелевой подход является наиболее эффективным к созданию новых технических систем (ТС) - объектов новой техники, технологии и технологической оснастки (рис. 2.57). К ним можно отнести и ШЦП. Процесс создания новых ШЦП состоит из таких этапов: необходимость создания,

научно-техническое исследование, конструирование, технологическая подготовка производства, изготовления опытных образцов и освоения производства [4,10]. Необходимость создания новых ШЦП выливается из общих условий и тенденций развития техники. В ходе разработки важно учесть не только потребности, которые существуют на данный момент, но и возможность изменения технологий в будущем, которые определяют потребности в таких ШЦП, а также факторы, которые влияют на развитие ШЦП в данном направлении. Недостаточное внимание к этому вопросу может привести к тому, что в момент создания новой конструкции цангового патрона потребность в ней отпадет. Поэтому обоснование и анализ необходимости в образовании ШЦП проводятся на основе научно-технического исследования, которое предусматривает осуществление таких видов научных процедур:

- аналитические исследования (анализируется позитивный отечественный и зарубежный опыт, который касается развития цанговых патронов по показателю широкодиапазонности);



Рис. 2.57. Схема многоцелевого подхода к созданию ШЦП

- фирменный поиск (анализируются характеристики продукции ведущих отечественных и зарубежных фирм, при этом создается досье на конкурентов, которое включает общую характеристику фирм, историю их развития, характеристику их технической политики);

- патентные исследования (анализируются отечественные и зарубежные патенты ведущих стран за последние 35-40 лет, при этом в досье на конкурентов вносится информация о патентной и изобретательской деятельности фирмы, а именно: динамику, структуру патентования, зарубежное патентование и лицензионную деятельность);

- прогнозные исследования (прогнозируется развитие ШЦП на ближайшие 15-20 лет);

- экологические исследования (определяется соответствие созданных ШЦП экологическим требованиям и нормам);

- экономические исследования (определяется стоимость и экономическая целесообразность создания новых ШЦП);

- физическое моделирование (на этом этапе осуществляется отработка элементов и конструкций ШЦП в целом на действующих объектах);

- правовое обеспечение (осуществляется защита конструкций ШЦП отечественными и зарубежными патентами).

Основными этапами прогнозного исследования развития танковых патронов является: выбор объекта прогноза; выбор метода прогнозирования; получение прогнозных данных; выработка практических рекомендаций [6,13,17]. На рис.2.58 изображен обобщенный алгоритм исследования ШЦП.

На первом этапе необходимо: уточнить объект прогнозирования; провести поиск, накопление и систематизацию информации о ШЦП; провести системный анализ (составить его структурную и функциональную модель); провести анализ состояния развития ШЦП.

При уточнении объекта прогнозирования, определяется общий принцип действия ШЦП, его назначения. На данном этапе собирается информация о ШЦП, его элементах, прогнозный фон, общие тенденции развития технологии, другие внешние факторы, которые осуществляют или могут осуществлять влияние на развитие этих патронов. При этом анализируются как параметрические, так и непараметрические источники информации.

Для облегчения обработки и систематизации информации формируются базы данные (БД), в которых содержится информация о ШЦП, его элементы, а также сведения о патентах и авторских свидетельствах на конструкции.

Особенное значение имеет выбор метода прогнозирования, который бы давал возможность разработать наиболее вероятную картину развития ТС в будущем. Чем адекватнее он является относительно специфики ТС, тем большей является достоверность прогноза. Для более полного и точного прогнозирования развития конструкций ТС, их параметров используется соединения разных взаимодополняющих друг друга методов прогнозирования. После выбора метода прогнозирования разрабатывается и исследуется прогнозируемая модель, которая может быть представлена вербально

(таблицей), графически (с помощью графиков и графов), аналитически (уравнениями, неравенствами, формулами) и экспериментально.

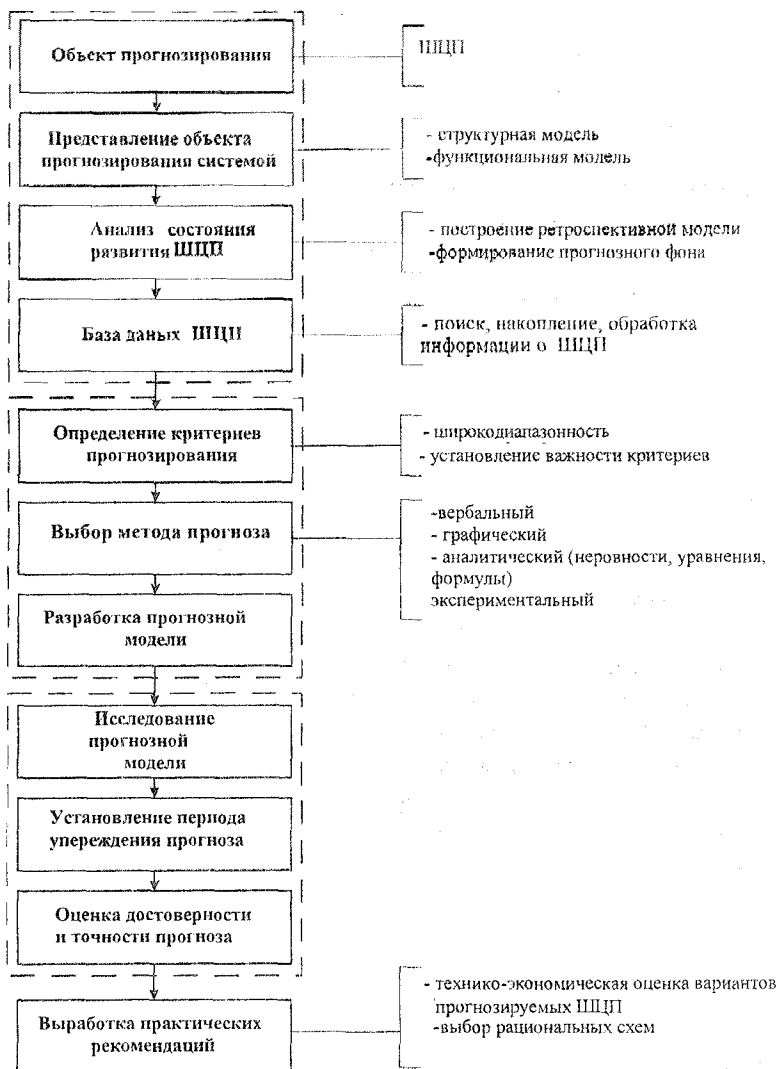


Рис. 2.58. Обобщенный алгоритм прогнозного исследования ШЦЦ

Для прогнозирования используется математическая модель с полиномом четвертой степени, что позволяет отобразить процесс развития объекта с

высокой степенью точности. Сложность модели является адекватной сложности процесса [13].

На основе использования дифференциально-полиномиальной модели проведен прогноз развития широкодиапазонных цанговых патронов по показателю широкодиапазонности (рис. 2.59). Выходные данные для прогноза сформированы на основе статистической информации о конструкциях цанговых патронов, которые имели приближение к ШЦП с 1950 по 1990 годы.

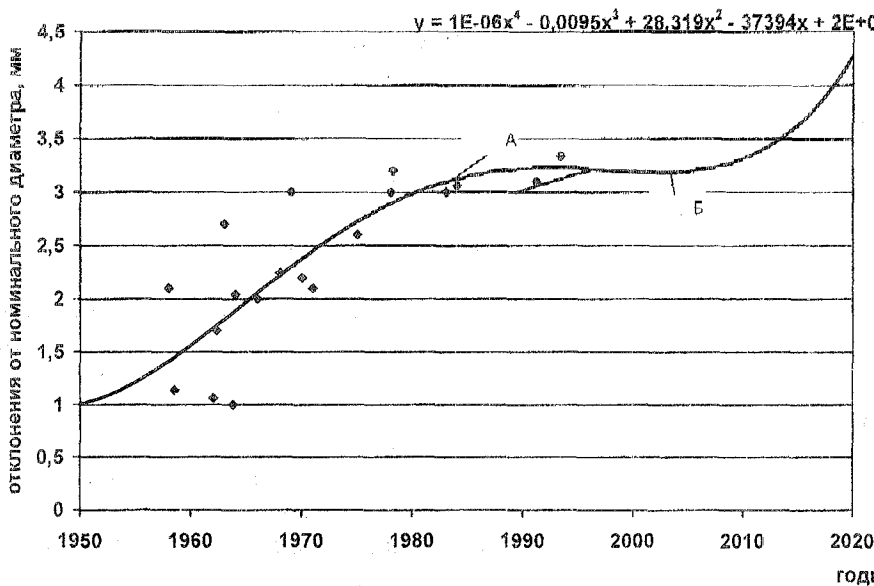


Рис. 2.59. Прогноз роста широкодиапазонности цанговых патронов

Согласно прогноза рост широкодиапазонности начиная с 90-го приостанавливается и дальше немного уменьшается (ШЦП деградирует). Начиная с 2010 года и дальше начинается быстрый рост, а в 2020 году показатель широкодиапазонности достигнет 4,3мм. Это указывает на перспективность исследования, конструирования и развития новых конструкций цанговых патронов в направлении увеличения широкодиапазонности.

Литература к главе 2

1. Аль Рефо И.Ф. Повышение точности устройств автоматической смены зажимных элементов в токарном модуле. Дис....канд.техн.наук. – К.: 2002. – 168 с.
2. Вачев А.А. Разработване и изследване на метод и устройства за стабилизиране на силовите характеристики на цанговите затягащи механизми: Дис. ... канд. техн. наук: – Габрово-К., 1983. – 141 с.
3. Волошин В.Н. Синтез затискних патронів з позиційними багатопрофільними елементами для токарних верстатів. Дис. ... канд. техн. наук, – К.: НТУУ „КПІ”, 2003. – 228с.
4. Гмошинский В.Г. Инженерное прогнозирование. – М.: Энергоиздат, 1982. – 208с.
5. Дальский А.М. Цанговые зажимные механизмы. – М.: Машиностроение, 1966. – 168с.
6. Добров Г.М. Прогнозирование науки и техники. – М.: «Наука», 1969. – 208с.
7. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки: Монография // Под ред. Ю.Н. Кузнецова. – Габрово: Унив.изд. «Васил Априлов», 2010. – 724 с.
8. Кузнецов Ю.Н., Эль-Голам Ж.Н. Применение метода морфологического анализа для синтеза устройств автоматической смены зажимных элементов // Вестник КПИ, серия машиностроение. – 1993. – №30. – С.
9. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов. Дис....докт. техн. наук.- М.: 1984. 515 с
10. Кузнецов Ю.Н. Использование эвристических приемов в работе конструктора станочной оснастки. – М.: УТПМ, 1992. – 86с.
11. Кузнецов Ю.Н., Дементьев В.И. Широкодиапазонные цанговые патроны // Станки и инструмент. – 1984. - №1.
12. Кузнецов Ю.М., Волошин В.Н., Кушик В.Г. Схеми охоплення заготовок різними затискними патронами // Вісник ТДТУ. – 2002. – №3.т.7. – С.23-28.
13. Кузнецов Ю.М., Склярів Р.А. Прогнозування розвитку технічних систем / Під заг.ред. Ю.М. Кузнецова. – К.: ТОВ «ЗМОК» - ПП «ГНОЗІС», 2004. – 323с.
14. Кушик В.Г. Анализ и синтез широкодиапазонных цанговых патронов прутковых автоматов: Дис. ... канд. техн. наук: – К., 1993. – 199 с.
15. Кушик В.Г. Широкодіапазонні цангові патрони токарних горизонтальних багатошпindelних автоматів // Вісник ТДТУ. – Том 4.- Число 2, 1999. – С.81-85.

16. Кушик В.Г., Юрчишин О.Я. Затискні патрони з широким діапазоном затискуваних заготовок // Технологія і техніка друкарства. – 2004 – №4. — С. 97-105.
17. Мартино Дж. Технологическое прогнозирование: Пер. с английского. – М.: Прогресс, 1977. – 591с.
18. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник / Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под ред. Ю.Н. Кузнецова. - К.: Техника; София: Гос. изд-во «Техника», 1988. – 222 с.
19. Юрчишин О.Я. Видикнення та еволюція цангових затискних механізмів // Дослідження з історії техніки: Зб.наук.пр. / К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка» – 2005. – Вип. 6. – С. 78-85.
20. Юрчишин О.Я. Становлення і розвиток наукової школи по створенню затискних механізмів в НТУУ «КПІ» // Дослідження з історії техніки: Зб.наук.пр. / К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка» – 2005. – Вип. 5. – С. 144-151.

Изобретения и полезные модели

21. Зажимная цанга. А.с. СССР №584972, МКИ В23В13/00 / Дементьев В.И., Клюев Н.И.– №2362221/25-08; Заявл. 17.05.76; Оpubл. 25.21.77, Бюл. №47. – 3с.
22. Цанга. А.с. СССР №837561, МКИ В23В13/00 / Клюев А.Н.– №2777090/25-08; Заявл. 07.06.79; Оpubл. 15.06.81, Бюл. №22.
23. Цанговый патрон. А.с. 1002102 СССР, МКИ В23В31/20. / Ю.Н. Кузнецов, Л.Н. Срибный. - №3336199/25-08; Заявл. 07.08.81; Оpubл. 07.03.83, Бюл. №9.
24. А.с. 1038095 СССР, МКИ В23В31/20. Цанговый патрон / Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, А.В. Кухарец. - №3387749/25-08; Заявл. 03.02.82; Оpubл. 30.08.83, Бюл. №32.
25. А.с. 1207641 СССР, МКИ В23В31/20. Зажимной патрон / Ю.Н. Кузнецов, С.Ю. Кузнецов, А.М. Кравец. - №3779208/25-08; Заявл. 10.08.84; Оpubл. 30.01.86, Бюл. №4.
26. Цанговый патрон. А.с. 1207642 СССР, МКИ В 23 В 31/20 / Ю.Н. Кузнецов, А.В. Литвин. - № 3780624/25-08; Заявл. 16.08.84; Оpubл. 30.01.86, Бюл. №4.
27. Цанговый патрон. А.с. 1215883 СССР, МКИ В 23 В 31/20 / Ю.Н. Кузнецов, А.В. Литвин. - №3780627/25-08; Заявл. 16.08.84; Оpubл. 07.03.86, Бюл. №9.
28. Цанговый патрон. А.с. 1284725 СССР, МКИ В 23 В 31/20 / Ю.Н. Кузнецов, В.Г. Кушик, Л.В. Левченко. - № 3943919/31-08; Заявл. 23.08.85; Оpubл. 23.01.87, Бюл. №3.
29. Цанговый патрон. А.с. 1292932 СССР, МКИ В 23 В 31/20 / Ю.Н. Кузнецов,

- В.Г. Кушик. - № 3975620/31-08; Заявл. 23.08.85; Оpubл. 28.02.87, Бюл. №8.
30. Цанговый патрон. А.с. 1294494 СССР, МКИ В23В31/20. / Ю.Н. Кузнецов, В.Г. Кушик, А.В. Литвин. - №3925470/31-08; Заявл. 03.06.85; Оpubл. 07.03.87, Бюл. №9.
31. Зажимной патрон. А.с. 1328080 СССР, МКИ В23В31/20. / Ю.Н. Кузнецов, В.Г. Кушик. - №3976233/31-08; Заявл. 18.11.85; Оpubл. 07.08.87, Бюл. №29.
32. Цанговый патрон. А.с. 1407695 СССР, МКИ В23В31/20. / Ю.Н. Кузнецов, А.В. Литвин, В.Г. Кушик, К.И. Проскураков. - №4187469/31-08; Заявл. 30.01.87; Оpubл. 07.07.88, Бюл. №25.
33. Цанговый патрон. А.с. 1442329 СССР, МКИ В 23 В 31/20 / Ю.Н. Кузнецов, В.Г. Кушик, Ю.И. Колесник. - № 4250555/31-08; Заявл. 27.05.87; Оpubл. 07.12.88, Бюл. №45.
34. Зажимная цанга. А.с. 1537380 СССР, МКИ В23В13/00 / Ю.Н. Кузнецов, М.Г. Данильченко, В.А. Мартыненко, В.Г. Кушик, В.Е. Лоев, М.И. Хома, И.И. Грубьяк, Р.Б. Гевко. - № 4386890/31. Заявл. 01.03.88; опубл. 23.01.90, Бюл. №3. - 3 с.
35. Устройство для зажима пруткового материала . А.с. 1646698 СССР, МКИ В23В33/00. / Ю.Н. Кузнецов, С.Г. Нагорняк, В.Г. Кушик, А.С. Осипенков, В.М. Михайлов. - №4694518/08; Заявл. 24.05.89; Оpubл. 07.05.91, Бюл. №17.
36. Цанговый патрон. А.с. 1646700 СССР, МКИ В23В31/20. / Ю.Н. Кузнецов, В.Г. Кушик, А.О. Янчак, Я.М. Андрийчук, А.В. Литвин. - №4694518/08; Заявл. 24.05.89; Оpubл. 07.05.91, Бюл. №17.
37. Цанговый патрон. А.с. №1700858 СССР, МКИ В23В31/20. / Ю.Н. Кузнецов, В.Н. Ахрамович, В.Г. Кушик, В.Е. Лоев. - № 4402554; Заявл. 04.04.88; Оpubл. 23.12.91 Бюл. №47, 1991.
38. Цанговый патрон. А.с. 1814997 СССР, МКИ В23В31/20 / Ю.Н. Кузнецов, В.Г. Кушик. - №4934675/08; Заявл. 05.05.91; Оpubл. 15.05.93, Бюл. №18.
39. Патент України №2534І, МПК В23 В13/00. Цанговий зажим / Ю.М. Кузнецов, Ель Рашина Хусейн Алі. - №95010207; Заявл. 12.01.95; Оpubл. 30.10.98. Бюл. №6.
40. Патент України №8597U, МПК В23В31/20, В23В13/00. Затискна цанга / Киричок П.О., Кушик В.Г., Олійник В.Г., Юрчишин О.Я. - №200500259; Заявл. 11.01.05; Оpubл. 15.08.2005, Бюл. №8.
41. Патент України №8598U, МПК В23В31/20, В23В13/00. Затискна цанга / Киричок П.О., Кушик В.Г., Олійник В.Г., Юрчишин О.Я. - №200500260; Заявл. 11.01.05; Оpubл. 15.08.2005, Бюл. №8.
42. Патент України №9254U, МПК В23В13/00. Механізм затиску і подачі прутка / Кузнецов Ю. М, Кушик В.Г, Юрчишин О.Я.- №200501976; Заявл. 03.03.05; Оpubл. 15.09.2005, Бюл. №9.

43. Патент України №9627U, МПК В23В31/20. Затискний патрон / Кузнєцов Ю. М, Кушик В.Г, Волошин В.Н., Юрчишин О.Я.– №200500992; Заявл. 03.02.05; Опубл. 17.10.2005, Бюл. №10.
44. Патент України №9804U, МПК В23В13/00. Механізм затиску пруткового матеріалу / Кузнєцов Ю. М, Кушик В.Г, Ковальчук Р.І, Юрчишин О.Я. – № 200503140; Заявл. 05.04.05; Опубл. 17.10.2005, Бюл. №10.
45. Патент України №9806, МПК В23В31/20. Затискний патрон / Кузнєцов Ю. М, Кушик В.Г, Юрчишин О.Я.– №200503143; Заявл. 05.04.05; Опубл. 17.10.2005, Бюл. №10.
46. Патент України №18491U, МПК В23В31/20, В60Т17/00. Цанговий затискач/ Кузнєцов Ю. М, Юрчишин О.Я.– №u200604714; Заявл. 27.04.06; Опубл. 15.11.2006, Бюл. №11.
47. Патент України №18492U, МПК В23В31/20, В60Т17/00. Цанговий затискач/ Кузнєцов Ю. М, Юрчишин О.Я. – №u200604715; Заявл. 27.04.06; Опубл. 15.11.2006, Бюл. №11.
48. Патент Росії №2124969, МПК В23В31/20. Зажимная цанга Розанова И.Н. - №97101675/28, Заявл. 05.02.1997; Опубл. 20.01.1999.
49. Патент України №20454U, МПК В23В31/20. Цанговий патрон / Кузнєцов Ю. М, Кушик В.Г, Гриценко Д.М.– №200609019; Заявл. 14.08.06; Опубл. 15.01.2007, Бюл. №1.
50. Патент України №31576U, МПК В23В31/20. Цанговий патрон / Кузнєцов Ю. М., Литвин О.В., Кушик В.Г.– №200714712; Заявл. 25.12.07; Опубл. 10.04.2008, Бюл. №7.

ГЛАВА 3

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ШИРОКОДИАПАЗОННЫХ ЦАНГОВЫХ ПАТРОНОВ

3.1. Анализ силовых характеристик широкодиапазонных цанговых патронов

Широкодиапазонность ЗМ может определяться по коэффициенту охвата [1]:

$$K_O = \frac{\Delta d}{\Delta d_{cm}}, \quad (3.1)$$

где Δd - рабочий диапазон размеров заготовок, зажимасмых в ШЗМ без переналадки;

Δd_{cm} - полный рабочий диапазон станка, обеспечивающий зажим заготовок от d_{min} до d_{max} (в прутковых автоматах $d_{min} \approx 0,5 d_{max}$).

При $K_O \geq 1$ бесступенчато охватывается весь диапазон диаметров заготовок, зажимаемых без переналадки. В этом случае необходимо стремиться создать такой ШЗМ, в котором $\Delta d \geq \Delta d_{cm}$, т.е. $\Delta d \geq \Delta d_{min}$. Так, например, в многошпиндельном токарном автомате (МТА) мод. 1А240-6 $d_{max} = 40$ мм, а $d_{min} = 20$ мм, поэтому ШЗМ должен обеспечить $\Delta d \geq 20$ мм. Если это не удастся, то тогда необходимо разбить весь диапазон на 2...3 и более интервалов в зависимости от возможности обеспечения осевых ходов в приводе и радиальных ходов зажимных элементов в патроне.

Угол радиальной разрезки цанги (расчленение звездой зажимного элемента) [3] уменьшается с увеличением количества разрезков-губок и равен (рис. 2)

$$\beta_p = \frac{2\pi}{z}, \quad (3.2)$$

где z - число разрезков.

Угол тангенциальный разрезки (гранное расчленение зажимного элемента) [3] равен (рис. 3.1)

$$\beta_T = 2\beta_k = \pi - \beta_p = \frac{\pi}{z}(z - 2), \quad (3.3)$$

где β_k - половина угла клина дополнительного зажимного элемента.

Так как $(\beta_k = \pi - \beta_p/2)$, то с учетом формулы (3.2) получим

$$\beta_k = \frac{\pi}{2z}(z - 2), \quad (3.4)$$

$$\beta_T = \frac{\pi}{2z}(z - 2), \quad (3.5)$$

Таким образом, при $z=2$, $\beta_k = 0$ и $\beta_1=0$. Это значит, что не может существовать ШЦП с мультипликацией при двухгранном расчленении, т.е. всегда $z > 2$, а $z_{\min}=3$.

Из рис. 3.1 видно, что количество граней расчленения влияет на предельный максимальный диаметр зажимаемой заготовки, определяющий окружность, вписанную в многогранник тангенциального расчленения. Чем больше число граней расчленения (или число разрезов), тем больше d_{\max} при постоянном наружном диаметре патрона D_n .

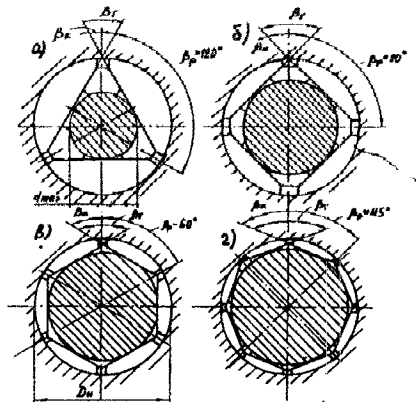


Рис.3.1. Соотношение геометрических параметров в ШЦП с однорядной мультипликацией и количеством граней расчленения; а- $z=3$, б-4, в-6, г-8.

При этом

$$d_{\max} = D_n \sin \beta_k = D_n \sin \left[\frac{\pi}{2z} (z-2) \right],$$

Например, при $z=3$; $\beta_p=120^\circ$; $\beta_p=60^\circ$; $\beta_k=30^\circ$; $d_{\max}=0,5D_n$.

Вышеприведенные геометрические соотношения нужны при проектировании ШЦП, особенно, при многорядной (многоступенчатой) мультипликации, причем с целью компактности конструкции следуеткратно уменьшать число граней расчленения в последующих мультипликациях. Например, при двухрядной ($m=2$) мультипликации, если в первом ряду мультипликации $z_1=6$ (рис.3.1,в) или 8 (рис.3.1, г), то во втором ряду целесообразно брать $z_2 = \frac{z_1}{2}$ (рис.3.1,а) или 4 (рис.3.1, б). С целью унификации можно принять $z_1=z_2$.

Зажим заготовки в ШЦП проходит следующие основные этапы:

1 этап. Передача силы от привода к основным зажимным элементам зажимной цанги (точка контакта K_1) (рис.3.2, а).

$$P_1 = S_1 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1),$$

$$S = S_1 + F_3,$$

$$i_{m2} = tg\alpha,$$

II этап. Передача силы от основных зажимных элементов зажимной цапги к дополнительным (рис.3.2, 3.3)

$$P_2 = 2R_2 \cos\left(\frac{\beta_k}{2} + \varphi_2\right) = \frac{P_1}{\cos\varphi_2} \sin(\beta_k - \varphi_2).$$

При ($\varphi_2 = \beta_k$, $P_2 = 0$ т.е. патрон заклинивает и его коэффициент усиления $K_n = 0$). Но так как при $z \geq 3$; $\beta_{kmin} \geq 30^\circ$, то $\varphi_2 \geq \beta_k$ и $K_n > 0$, т.е. $P_2 > 0$.

Передаточное отношение первой мультипликации ($m = 1$) (рис.3.2, 3.3)

$$i_{мул} = \frac{b}{a} = \frac{1}{\sin\beta_k}.$$

III этап. Зажим прутка при одинарной мультипликации или скольжении дополнительных элементов зажимной цапги по основным зажимным элементам цилиндрической цапги (точка контакта Кз) (рис.3.2,а).

При этом $P_2 = P_3$, а

$$F_3 = P_3 tg\varphi_3 = P_2 tg\varphi_3 = \frac{P_1}{\cos\varphi_2} \sin(\beta_k - \varphi_2) tg\varphi_3. \quad (3.6)$$

Передаточное отношение $i_{12} = 1$.

При одинарной мультипликации и отсутствии цилиндрической цапги:

$$S_1 = S^* + F_3 = S_1 F_3,$$

$$P_1 = S^* ctg(\alpha + \varphi_1), \quad (3.7)$$

Определив P_1 из (3.6) и подставив в левую часть (3.7), получим после преобразования получим:

$$\frac{P_1 \cos\varphi_2}{\sin(\beta_k - \varphi_2)} = S_1 ctg(\alpha + \varphi_1)$$

Так как $P_2 = T_1$ при $m = 1$, то подставив, получим $\frac{T_1 \cos\varphi_2}{\sin(\beta_k - \varphi_2)} = S_1 ctg(\alpha + \varphi_1)$,

откуда коэффициент усиления патрона при $m = 1$:

$$K_n^1 = \frac{T_1}{S_1} = ctg(\alpha + \varphi_1) \frac{\sin(\beta_k - \varphi_2)}{\cos\varphi_2},$$

Передаточное отношение ПЦП с одинарной мультипликацией ($m=1$):

$$i_{n1}^1 = i_{нуз} i_{мул} = \frac{tg\alpha}{\sin\beta_k}.$$

При введении промежуточных элементов с мультипликацией появляется еще один ряд мультипликации ($m=2$), в котором силы и перемещения передаются аналогично первому ряду мультипликации, т.е. при $F_3 = 0$, (если нет неподвижной цилиндрической цапги и скольжения по ней, а сразу передача усилия к зажимаемой

заготовке) коэффициент усиления патрона:

$$K^2_n = \frac{T_2}{S^*_1} = \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1) \frac{\sin(\beta_k + \varphi_2) \sin(\beta_k + \varphi_H)}{\cos \varphi_2 \cos \varphi_H},$$

а его передаточное отношение:

$$i^2_n = i_{\text{мус}} i^1_{\text{муш}} i^2_{\text{мул}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin^2 \beta_k}.$$

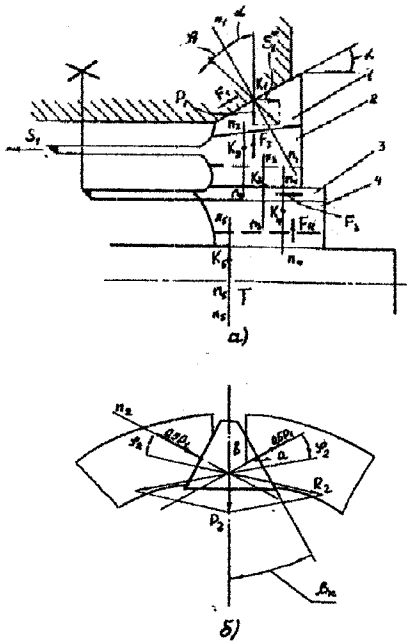


Рис. 3.2. Расчетная схема для определения сил и перемещений в продольном (а) поперечном (б) сечениях ШЦЦ с зажимными элементами: 1 и 2 основными и дополнительными зажимной цапги; 3-4-основными и дополнительными цилиндрической цапги

В общем случае при произвольном числе рядов мультипликации и условию $\varphi_1 = \varphi_2 = \dots = \varphi_n = \varphi$

$$K^m_n = \frac{T_m}{S^*_1} = \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1) \frac{\sin^m(\beta_k + \varphi_2)}{\cos \beta_2},$$

$$i^m_n = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin^m \beta_k},$$

Наличие трения цилиндрической и зажимной цапгами уменьшает коэффициент усиления, т.к. $S_f = S^*_f + F_3$, а $(F_3 = T_2 \operatorname{tg} \varphi_3)$, поэтому

$$K^*_n = \frac{T_2}{S_1} = \frac{T_2}{S^*_1 + T_2 \operatorname{tg} \varphi_3}.$$

Так как $S^*_f = T_2 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1)$, то при $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$

$$K^*_n = \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi},$$

При $m=2$ и цилиндрической цапге (рис. 3.2)

$$K^2_n = \frac{T_2}{S_1} = \frac{\sin^2(\beta_2 - \varphi)}{[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi] \cos^2 \varphi}$$

Если аналогично строить ШЦП с большим числом мультипликации ($m > 2$), но связанными между собой цилиндрическими цапгами, то

$$K^m_n = \frac{\sin^m(\beta_2 - \varphi)}{[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi] \cos^m \varphi}$$

На основании теоретического анализа, построены графики силовых и кинематических характеристик ШЦП с мультипликацией (рис.3.3, 3.4).

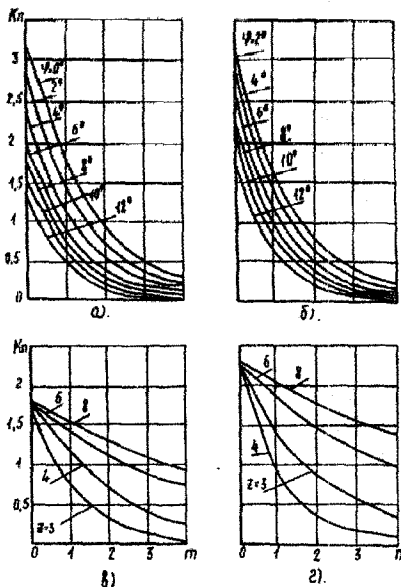


Рис. 3.3. Графики зависимости коэффициента усиления ШЦП от числа рядов мультипликации при $z=3$ для различных углов трения (а, б) и для различного числа граней расчленения z (в, г) при $\varphi=8^\circ$

Из рис.3.3,а видно, что коэффициент усиления патрона при $m > 2$ начинает уменьшаться и стремиться к нулю, а при уменьшении угла трения φ он возрастает. При отсутствии трения между зажимной и цилиндрической цапгами (рис. 3.3, б) и уменьшения угла трения φ коэффициент усиления патрона K_n увеличивается на 11%. Число граней расчленения при этом остается постоянным $z=3$. Из рис.3.3, в видно, что K_n с увеличением числа граней расчленения начинает увеличиваться, а при отсутствии трения между зажимной и цилиндрической цапгой K_n увеличивается на 1%.

Графики, приведенные на рис.3.4,а, показывают, что передаточное отношение

патрона i_D с увеличением z уменьшается. На рис.3.3, 3.4 показаны зависимости хода привода x_r от отклонения диаметров Δd при различном числе рядов мультипликации m . При увеличении m постоянном и Δd ход привода уменьшается.

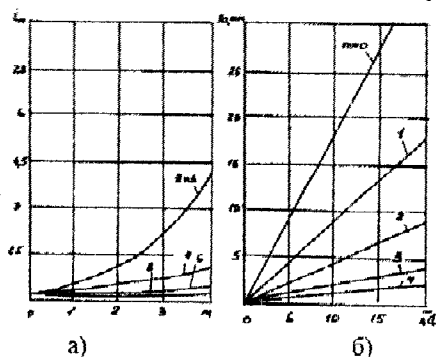


Рис.3.4. Графики зависимости хода привода ШЦМ от рабочего диапазона зажимаемых диаметров при различном числе мультипликации ШЦП для $z=3$ (а) и передаточного отношения ВЦП от числа мультипликаций для различного числа граней расчленения z (б).

Результаты практического применения широкодиапазонного зажимного механизма на многошпиндельном токарном автомате мод.1А240-6 показали, что при осевой силе зажима $S_z=30кН$ и высокой осевой точности зажима (в пределах 0,15-0,2 мм) прутков в диапазоне $\Delta d=4мм$ без переналадки радиальная сила зажима находилась в пределах 16-42 кН, в то время как для стандартного цангового патрона такое колебание силы находится в диапазоне $\Delta d = 0,5мм$, т.е. в 8 раз меньше.

Проведенный теоретический анализ силовых и кинематических характеристик ШЦП показал, что для создания оптимального патрона при зажиме заготовок с широким отклонением диаметра необходимо принимать $m \leq 2$, т.к. при $m > 2$, K_n патрона резко падает. Следует стремиться к уменьшению трения в звеньях ШЦП ($\varphi \rightarrow 0$), используя при этом дополнительные устройства высокочастотных колебаний. Для создания необходимого хода привода, чтобы обеспечить $\Delta d = 10...20$ мм, необходимо применять самонастраивающийся привод зажима или приводы с силовым замыканием (гидравлические, пневматические, пружинные и др.).

Зажим заготовки (прутка или штучной) в цанговом патроне с отдельными дополнительными зажимными элементами проходит следующие этапы (рис. 3.5):

- передача силы от поводка к основным зажимным элементам;
- передача силы от основных зажимных элементов к дополнительным зажимным элементам;
- зажим дополнительными зажимными элементами с радиальной силой T заготовки.

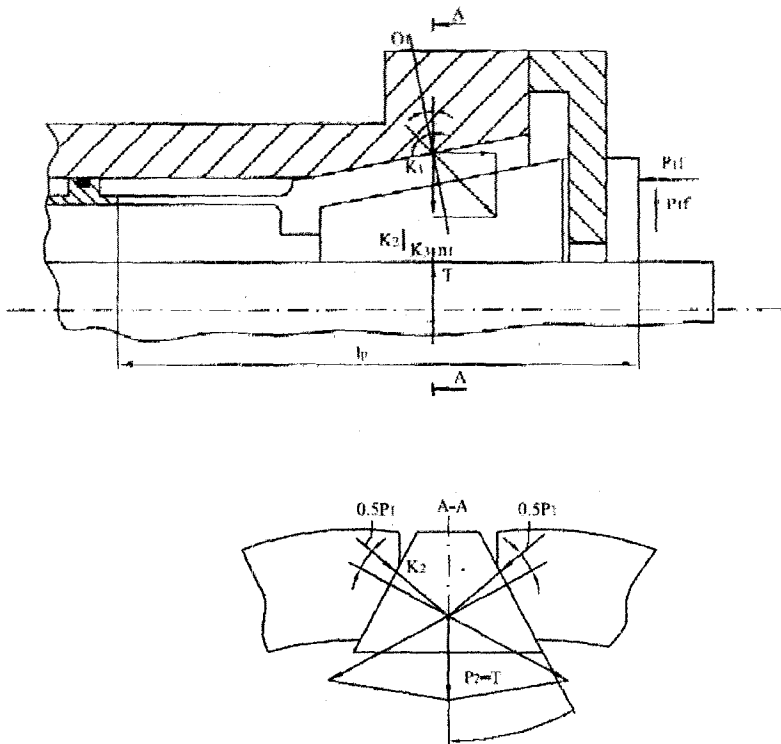


Рис. 3.5. Расчетная схема для определения радиальной силы зажима

Радиальная сила зажима с учетом трения в направляющих скольжения фланца определяется по формуле (рис. 3.5)

$$T = S \frac{[\sin(\beta_k - \varphi) - f \cos \varphi] \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi \cdot [1 + f^2 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)]}$$

где T - радиальная сила зажима, Н

S - осевая сила привода, Н

β_k - радиальный угол разрезки $\beta_k = 30^\circ$

$\alpha = 15^\circ$ - половина угла конуса шпинделя

φ - угол трения в парах трения: конус шпинделя – основные зажимные элементы (ОЗЭ) – дополнительные зажимные элементы (ДЗЭ) $\varphi = 6^\circ$

f - коэффициент трения в направляющих фланца.

Коэффициент усиления данного патрона определяется по формуле:

$$K_n = \frac{T}{S} = \frac{[\sin(\beta_k - \varphi) - f \cos \varphi] \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi \cdot [1 + f^2 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)]}$$

Коэффициент полезного действия ШЦП с одинарной мультипликацией и переменными элементами к ТРС равняется:

$$\eta_n = K_n U_n = \frac{[\sin(\beta_k - \varphi) - f \cos \varphi] \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) \cdot \operatorname{tg} \alpha}{[1 + f^2 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)] \cos \varphi \cdot \sin \beta_k}$$

U_n - передаточное отношение патрона.

Таким образом, значительно растут силы трения за счет дополнительных поверхностей трения на сменных дополнительных зажимных элементах.

3.2. Статическая жесткость заготовок, зажатых в широкодиапазонных цапговых патронах

При определении суммарных упругих отжатий y обрабатываемого в ШЦП прутка необходимо учитывать:

- собственные отжатия детали, как балки с абсолютно жесткой заделкой

$$y_u = \frac{P_p l^3}{3EI},$$

- радиальные отжатия от силы P_p в направлении центра упруго-фрикционного шарнира (характеризующие радиальную жесткость патрона)

$$y_c = \frac{P_p}{C_p}$$

- отжатия от проворота в месте контакта ЗЭ с заготовкой на угол

$$y_M = \theta l_p = \frac{M_p}{C_{ng}} \cdot l_p,$$

- отжатия от проворота ЗЭ относительно шпинделя в пределах углового зазора $\sigma - \Delta\alpha(\theta_K)$ и от контактных сближений y вершины конуса

$$y_{M_2} = \theta l_p = \frac{M_p}{C_{нзз}} \cdot l_p,$$

При $\Delta\alpha = 0$, $\theta_K \cong \frac{\Delta K}{b} \rightarrow 0$ так как $\Delta K \rightarrow 0$, то отжатия, которые не произошли из-за момента трения M_T в условном шарнире

$$y_{M_T} = \frac{M_T}{C_{нзз}} \cdot l_p,$$

где P_p - сила резания, l_p - расстояние от точки приложения силы резания до центра упруго-фрикционного шарнира, I - момент инерции поперечного

сечения заготовки; $C_{нз}$ - поворотная жесткость закрепления детали, $C_{нд}$ - поворотная жесткость ЗЭ патрона с заготовкой, M_p - момент от силы резания.

Принятые допущения: 1) центр упруго-фрикционного шарнира совпадает с торцем патрона $l_p \approx l$; 2) $C_{нз} = C_m$ т.к. $C_{нз} \gg C_{нд}$; 3) поворотная жесткость определяется углом поворота θ_1 и θ_K углом зазора в конусе шпинделя. Таким образом:

$$y_p = y_n + y_c + y_{m1} + y_{m2} - y_{mT}$$

введем обозначение:

$$y_{m1} + y_{m2} = y_m = \frac{M_p}{C_n} l_p,$$

тогда

$$y_p = y_n + y_c + y_m - y_{mT}$$

Рассмотрим схему образования постоянных упругих отжатий прутка, нагруженного радиальной силой и зажатого в ШЦП с цангой тянущего типа. Для этих патронов при наличии углового зазора в коническом сопряжении, отклонении $\Delta d = 0$ и допущении линейности контактной жесткости стыков в диапазоне ожидаемых значений сил и перемещений составлена модель упругой системы П-Д (рис. 3.6).

На рисунке обозначены:

$$C_n = \frac{C_{нд} + C_{нзэ}}{C_{нд} + C_{нзэ}} - \text{поворотная жесткость ШЦП};$$

$C_{нд}$ - поворотная жесткость детали;

$C_{нзэ}$ - поворотная жесткость зажимных элементов патрона;

$R_{ш}$ - радиус упруго-фрикционного шарнира:

$$R_{ш} = \left(R_K - \frac{b}{2} \operatorname{tg} \alpha \right) \frac{1}{\cos \alpha}.$$

где R_K - радиус конуса цанги на линии действия силы зажима.

Отжатия y_c от силы P_p в направлении центра УШФ можно представить:

$$y_c = \Delta K + h_a + h_c$$

Углы θ_1 и θ_2 из-за поворота прутка в ЗЭ и шпинделя можно представить в виде:

$$\theta_1 = \frac{h_a + h_b}{b}, \quad \theta_2 = \frac{h_c + h_d}{b}$$

где h_a, h_b, h_c, h_d - контактные сближения в стыках прутков - зажимной элемент

$$h_A = h_A(T + R_A) - h_{AT};$$

$$h_C = h_C(T + R_A) - h_{CT};$$

$$h_B = h_B(T + R_B) - h_{BT};$$

$$h_d = h_d(T + R_d) - h_{dT};$$

где $h_A(T + R_A)$; $h_C(T + R_C)$; $h_B(T + R_B)$; $h_d(T + R_d)$ - контактные деформации в стыках, вызванные силой зажима и реакциями R_A и R_B ;

h_{AT} , h_{BT} , h_{CT} , h_{dT} - контактные деформации в стыках А, В, С, D под действием силы зажима Т.

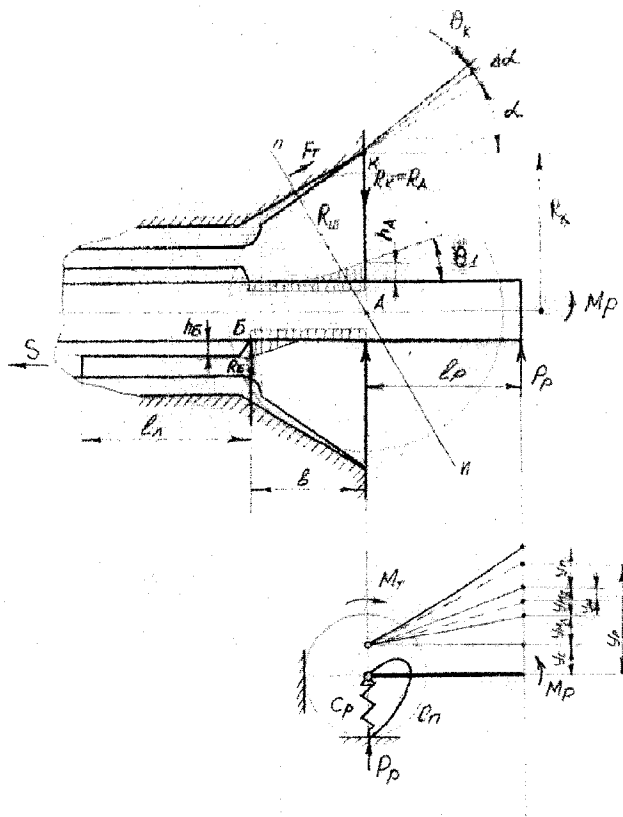


Рис. 3.6. Схема приведения упругой системы ШЦП к упруго-фрикционному шарниру

Жесткость ЗЭ:

$$C_{нз} = K_c C_n$$

где K_c — коэффициент скольжения, учитывающий взаимное угловое расположение элементов ШЦП:

$$C_{ng} = \frac{C_n K_c}{C_n + C_n K_c} = C_n \frac{K_c}{1 + K_c};$$

Реакции в точках А и В контакта прутка с ЗЭ (рис. 3.6, 3.7):

$$R_A = P_p \frac{C_p}{b} = P_p \frac{C_p + b}{b}$$

$$R_B = P_p \frac{l}{b}.$$

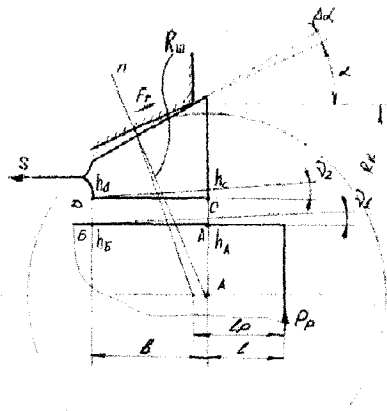


Рис. 3.7. Расчетная схема для определения жесткости системы П-Д с ШЦП

Радиальные отжатия в системе П-Д:

$$\begin{aligned} y_p &= y_c + y_u + \frac{M_p}{C_n} \cdot \frac{K_c + 1}{K_c} l_p + \frac{M_p - M_T}{C_n \cdot K_c} l_p = \\ &= y_u + y_c + l_p \left(\frac{M_p (K_c + 1)}{C_n K_c} \cdot \frac{M_p}{C_n K_c} \right) - \frac{M_T}{C_n K_c} l_p \end{aligned}$$

Окончательно, после преобразований, суммарное постоянное отжатие на вылете l_p :

$$y_p = \frac{P_n l^3}{3EI} + \frac{P_p}{C_p} + \left(\frac{P_p l_p^3}{C_n} - \frac{M_T}{C_n K_c} \right) l_p,$$

где $C_n = \frac{P_p l_p}{Q_1 + Q_2}$.

Если принять, что губки ШЦП и прутки абсолютно жесткие в радиальном направлении, то с учетом поворота из-за осевой жесткости патрона получим:

$$y_M = (b + l_p) \cdot (Q_k + Q_1 + Q_2)$$

при этом поворотная жесткость зажимных элементов ШЦП:

$$C_{n_{\text{пз}}} = \frac{P_p l_p b}{h_A + h_B} = \frac{P_p l_p}{Q_1}$$

Поворотная жесткость патрона:

$$C_n = \frac{P_p l_p}{Q_k + Q_1 + Q_2} = \frac{P_p l_p}{P_p + \frac{h_A + h_B + h_C + h_d}{b}}$$

Коэффициент скольжения:

$$K_C = \frac{C_{n_{\text{пз}}}}{C_n} = \frac{P_p l (Q_k + Q_1 + Q_2)}{P_1 Q_1 l} = \frac{Q_k + Q_1 + Q_2}{Q_1}$$

В соответствии с предложенной моделью, постоянные радиальные отжатия на вылете l_p будут равны:

$$y_p = y_c + y_u + \frac{M_p - M_c}{C_n};$$

Крутильная жесткость системы П-Д характеризуется углом заготовки относительно шпинделя:

$$Q = Q_d + Q_{\text{зз}}$$

$$Q_d = \frac{M_p}{C_{nd}} - \text{угол закручивания детали};$$

$$Q_{\text{зз}} = \frac{M_p - M_T}{C_{n_{\text{зз}}}}$$

$$Q_{\text{зз}} - \text{угол закручивания ЗЭ.}$$

Приведенная радиальная жесткость патрона:

$$\frac{1}{C_n} = \frac{1}{C_{nd}} + \frac{1}{C_{\text{зз}}},$$

откуда:

$$C_{nd} = \frac{C_n \cdot C_{\text{зз}}}{C_{\text{зз}} - C_n}.$$

Радиальное смещение прутка при резании:

$$y_p = y_c + y_u + \left(\frac{M_c}{C_{нз}} \frac{M_p - M_c}{C_{нр}} \right) p.$$

Основным фактором, влияющим на образование радиальных биений заготовки при зажиме в ШЦП, являются, как и в других конструкциях цанговых патронов [25], точность изготовления патрона и его элементов, количество сопряжений, разброс сил трения и сцепления в сопряжениях, жесткость губок цанги и ее разброс и т.д. Однако, наличие многоуровневой мультипликации при расчленении основного ЗЭ (лепестков цанги) привело к появлению дополнительных факторов, влияющих на величину радиального биения, так, невозможно в ШЦП получить абсолютно симметрическую систему сил зажима из-за невозможности выполнить точно разрезы между элементами цанг.

При зажиме в ШЦП происходит уплотнение контакта между элементами цанги (шероховатости и волнистости) за счет контактного сближения поверхностных слоев (рис. 3.11).

Зона радиальных биений оправки, зажатой в ШЦП, будет расположена внутри конуса описанного поворотом радиуса-вектора вокруг оси вращения ШЦП. Результирующее радиальное биение находят как:

$$\bar{\Delta}p = 2(\bar{\Delta}_r + \bar{\Delta}_M + \bar{\Delta}_c)$$

3.3. Радиальная точность зажима заготовок в широкодиапазонных цанговых патронах

Эксплуатационная точность одно- и многошпиндельных токарных автоматов определяется погрешностью линейных размеров, полем рассеивания значений конкретных параметров (длина, диаметр, высота уступов) обработанных деталей и погрешности формы (овальность, конусность, биение) и зависит одновременно от значительного числа факторов, причем влияние каждого из них может быть достаточно существенно [25]. Для автоматов общая погрешность зависит от геометрической погрешности, погрешности изменения настройки станка, погрешностями связанными с нестабильностью положений рабочих органов станка, нестабильностью процесса резанья и погрешностями постоянно изменяющимися с течением времени. Эти погрешности возникают из-за ряда многочисленных факторов, в том числе из-за различной регулировки зажимных цанг, изменения регулировки цанг, погрешности базирования или подачи прутка до упора, колебания твердости заготовки, динамической неустойчивости системы, износом режущего инструмента, температурными деформациями системы.

Основным фактором, влияющим на образование радиальных биений заготовки при зажиме в ШЗП, являются как и в других конструкциях цанговых патронов, точность изготовления патрона и его элементов, количество сопряжений, разброс сил трения и сцепления в сопряжениях, жесткость губок цанги и ее разброс и т.д. Однако, наличие многоуровневой мультипликации при расчленении основного зажимного элемента (лепестков цанги) привело к появлению дополнительных факторов, влияющих на величину радиального биения, так, невозможно в ШЗП получить абсолютно симметричную систему сил зажима из-за невозможности выполнить точно разрезы между элементами цанг.

При зажиме в ШЗП происходит уплотнение контакта между элементами цанги (шероховатости и волнистости) за счет контактного сближения поверхностных слоев (рис.3.8).

Зона радиальных биений оправки, зажатой в ШЗП, будет расположена внутри конуса описанного поворотом радиус-вектора вокруг оси вращения ШЗП. Результирующее радиальное биение находят как:

$$\bar{\Delta}_p = 2(\bar{\Delta}_r + \bar{\Delta}_M + \bar{\Delta}_C)$$

где $\bar{\Delta}_r$ - смещение центра из-за геометрической неточности изготовления патрона; $\bar{\Delta}_C$ - смещение центра из-за разброса радиальных сил и жесткостей каждого элемента ШЗП; $\bar{\Delta}_M$ - смещение элементов патрона из-за разброса моментов сил и поворотных жесткостей патрона. При числе элементов цанги $z > 2$, поворот оправки происходит в пространстве и при определении результирующего биения необходимо рассматривать их векторную сумму.

Аналитическое определение величины радиального биения базируется на теоретических рассуждениях.

Погрешность из-за несимметричности и разброса сил зажима при закреплении оправки

$$\Delta_C = \frac{\Delta T}{C_p} \cdot K_M,$$

где ΔT - разброс сил зажима; C_p - радиальная жесткость ШЗП; K_M - коэффициент, учитывающий влияние многорядной мультипликации в ШЗП

$$\Delta_C = \frac{Sf \sin \alpha + \sin^m \beta_k}{2[\sin \alpha + f \cos \alpha] C_r},$$

где C_r - жесткость лепестка цанги; m - число рядов мультипликации; β_k - угол разрезки цанги.

Из-за разности моментов трения в упруго-фрикционном шарнире радиусом $R_{ш}$ возникает отжатие Δ_M на вылете l_p

$$\Delta_M = \Theta l_p = \frac{SfR_{ul}l_p \sin(\beta_k - \varphi)}{2[\sin\alpha + f \cos\alpha]C_r}$$

При определенных допущениях, при качественной сборке и изготовлении ШЗП можно считать что $\Delta_r \approx 0$, тогда учитывая что Δ_M и Δ_C имеют разные знаки, получим

$$\Delta_p = \frac{Sf}{2(\sin\alpha + f \cos\alpha)} \left[\frac{\sin\alpha \sin^m \beta_k}{C_n} + \frac{R_{ul}l_p \sin(\beta_k + \varphi)}{C_n} \right]$$

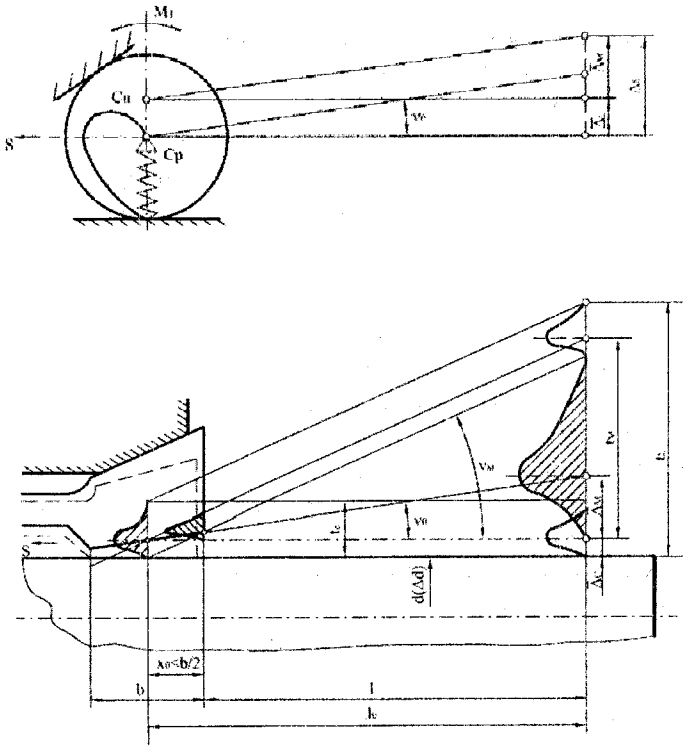


Рис. 3.8. Расчетная схема для определения радиальной точности в широкодиапазонном цанговом патроне

При этом делается допущение, что коэффициенты трения и сцепления между элементами ШЗП одинаковы и постоянны.

С учетом геометрических погрешностей Δ_r , определяемых по известным методикам

$$\bar{\Delta}_r = 2\sqrt{\Delta_p^2 + (\Delta_C + \Delta_M)^2},$$

Определим радиальное биение в зависимости от колебания силы зажима ΔT и перекашивающих моментов M_T на примере ШЗП с допущениями, что поле рассеивания Δ_C и Δ_M подчиняются закону Максвелла. Можно считать, что биение при зажиме зависит от разброса сил ΔT , а из-за погрешности разгрузки на z лепестков по углу $\Delta\psi$ и разводки $\Delta\Theta$, и из-за разброса коэффициента трения f в конических и плоских сопряжениях ШЗП. Поле рассеивания

$$t_C = 3\sigma_C = \frac{\Delta T}{I_p} = \frac{1}{C_p} \sqrt{\Delta T_\theta^2 + \Delta T_\psi^2 + \Delta T_f^2} = \sqrt{t_{C\theta}^2 + t_{C\psi}^2 + t_{Cf}^2},$$

$$\text{где } t_{C\theta} = \frac{\Delta\Theta}{C_p} \left\{ x_m C_n + \frac{2Flctg(\alpha + \varphi)\sin(\beta_k - \varphi)(l_s + a)}{l_s(l_s + a)[\text{arctg}(\alpha + \varphi)]} \right\};$$

$$t_{C\psi} = \frac{Sl_s \text{tg } 2\Delta\psi}{0,00873E(R^2 - r^2)\mu \sin^m \beta_k},$$

$$t_{Cf} = \frac{S\Delta f \cdot \sin(\beta_k - \varphi)}{[1 + 2f \cos(\alpha + \varphi)]C_s},$$

где l_s , a , b - длина лепестка, конической и рабочей части губки цанги ШЗП, R и r - радиусы поперечного сечения лепестка, S - осевая сила.

Опытные образцы данного типа зажимных цанговых патронов испытаны в экспериментальных и производственных условиях, применительно к многошпиндельным токарным автоматам. Как показали экспериментальные исследования, ШЗП с одинарной и двойной мультипликацией позволяет надежно зажимать прутки с отклонениями диаметра 2-3мм. Сравнительные испытания этих патронов показали, что коэффициент относительного разброса силы проталкивания составляет для обычной зажимной цанги 2,85, для ШЗП - 2,94; максимальный разброс величины оттягивания прутка для обычной зажимной цанги составляет 0,9мм, для ШЗП - 0,6мм; максимальный разброс радиального биения соответственно составляет 0,1 мм и 0,46мм, а коэффициент охвата диаметра - 0,025 и 0,15. Для повышения осевой точности зажима ШЗП снабжены цилиндрической цангой неподвижной в осевом направлении, жестко связанной со шпинделем.

3.4. Пространственные смещения элементов цапгового патрона

3.4.1. Схема одноконтурного зажима

Рассмотрим упругие смещения в плоскости XOY при действии нагрузок $F = (P_x, P_y, 0, 0)^T$ но $M = (M_x, M_y, 0, 0)^T$ (рис. 3.9, а). При действии этих нагрузок происходит деформирование упругих элементов (контактная жесткость) и в них возникают реактивные усилия и моменты [38].

1. Деформирование i -го линейно упругого элемента (рис.3.9, б)

реактивное усилие $P_i = -k_{ni} \cdot \Delta_i \cdot a_i$, момент вектора P_i относительно начала координат $M_i = r_i \cdot P_i = -k_{ni} \cdot \Delta_i \cdot (r_i \cdot q_i)$

величина деформации $\Delta_i = \delta r_i \cdot a_i = (\varepsilon \cdot r_i) \cdot a_i$,

где ε -матрица размером 4×4 обобщенной погрешности положения тела [27, 29]:

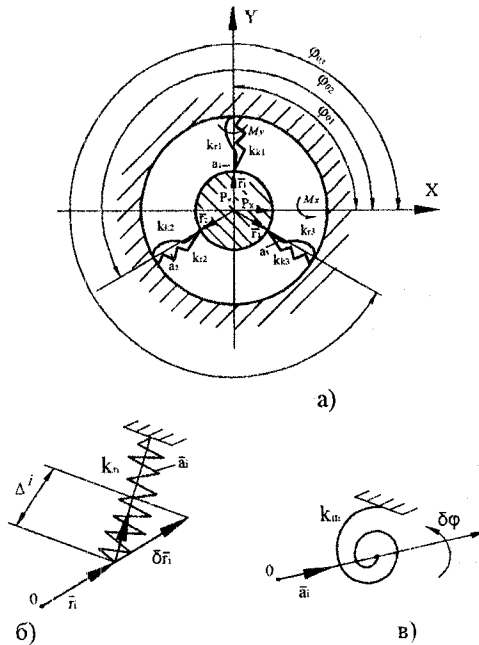


Рисунок 3.9. Пространственное положение и схема нагрузки (а) и схемы деформирования упругих элементов: линейного (б), поворотного (в)

$$\varepsilon = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \beta & \delta_x \\ 0 & 0 & -\alpha & \delta_y \\ -\beta & \alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix},$$

где δ_x, δ_y - малые смещения центра 0 вдоль осей OX, OY соответственно,

α, β - малые углы поворота системы OXYZ относительно осей OX, OY.

Найдем реактивные усилия и моменты, которые возникают в местах панти при вращении заготовки.

Принимаем начало отсчета поворота – ось OX.

С использованием расширенной матрицы поворота относительно оси OZ:

$$R_z(\varphi) = \begin{vmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$

Найдем координаты радиус-векторов r_i точек закрепления пружин и орта этих пружин a_i :

$$a_i = R_z(\varphi_i) \cdot a_x,$$

где $a_x = [1, 0, 0, 0]^T$ - орт вехе OX;

φ_i - угол, который определяет положение точки закрепления i пружины:

$$\varphi_i = \varphi + \varphi_{0i}; \quad \varphi_{01} = \frac{\pi}{2}; \quad \varphi_{02} = \frac{5}{6}\pi; \quad \varphi_{03} = \frac{7}{6}\pi;$$

φ - угол поворота относительно оси OZ

φ_{0i} - начальное положение точки закрепления i -ой пружины.

$$\bar{a}_i = \begin{vmatrix} \cos \varphi_i & -\sin \varphi_i & 0 & 0 \\ \sin \varphi_i & \cos \varphi_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cos \varphi_i \\ \sin \varphi_i \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

$$r_i = R_z(\varphi_i) \cdot r_x$$

где $r_x = [r, 0, 0, 1]^T$ - радиус вектор точки на поверхности заготовки по вехе OX;

r - радиус заготовки; $r = \frac{d}{2}$, где d - диаметр заготовки.

$$r_i = \begin{vmatrix} \cos \varphi_i & -\sin \varphi_i & 0 & 0 \\ \sin \varphi_i & \cos \varphi_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \frac{d}{2} \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{d}{2} \cos \varphi_i \\ \frac{d}{2} \sin \varphi_i \\ 0 \\ 1 \end{vmatrix}$$

Вектор смещения точки закрепления i -той пружины:

$$\delta \mathbf{r}_i = \varepsilon \cdot \mathbf{r}_i = \begin{vmatrix} 0 & 0 & \beta & \delta_x \\ 0 & 0 & -\alpha & \delta_y \\ -\beta & \alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \frac{d}{2} \cos \varphi_i \\ \frac{d}{2} \sin \varphi_i \\ 0 \\ 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \delta_x \\ \delta_y \\ (-\beta \cos \varphi_i + \alpha \sin \varphi_i) \frac{d}{2} \\ 0 \end{vmatrix}$$

Величина деформации i -той пружины:

$$\Delta_i = \delta \mathbf{r}_i \cdot \mathbf{a}_i = \delta r_{ix} \cdot a_{ix} + \delta r_{iy} \cdot a_{iy} + \delta r_{iz} \cdot a_{iz} = \delta_x \cdot \cos \varphi_i + \delta_y \cdot \sin \varphi_i$$

Реактивное усилие i -той пружины:

$$\mathbf{P}_i = k_{r_i} \cdot \Delta_i \cdot \mathbf{a}_i = k_{r_i} (\delta_x \cdot \cos \varphi_i + \delta_y \cdot \sin \varphi_i) \begin{vmatrix} \cos \varphi_i \\ \sin \varphi_i \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

Реактивный момент i -той пружины:

$$\mathbf{M}_i = \mathbf{r}_i \cdot \mathbf{P}_i = -k_i \cdot \Delta_i \cdot (\mathbf{r}_i \cdot \mathbf{q}_i),$$

поскольку \mathbf{r}_i и \mathbf{a}_i коллинеарны, то $\mathbf{r}_i \times \mathbf{a}_i = 0$, то есть для случая закрепления заготовки, который рассматривается, реактивные моменты от сил \mathbf{P}_i отсутствующие.

2. Деформирование i -го поворотного упругого элемента (рис.3.9, в)

При деформировании поворотного упругого элемента возникает только реактивный момент

$$\mathbf{M}_i = -k_{m_i} \cdot (\mathbf{a}_i \cdot \mathbf{A}) \cdot \mathbf{a}_i \text{ где } \mathbf{A} = [\alpha, \beta, 0, 0]^T$$

$$\mathbf{a}_i \cdot \mathbf{A} = \alpha \cdot \cos \varphi_i + \beta \cdot \sin \varphi_i$$

Тогда

$$\mathbf{M}_i = -k_{m_i} \cdot (\alpha \cdot \cos \varphi_i + \beta \cdot \sin \varphi_i) \begin{vmatrix} \cos \varphi_i \\ \sin \varphi_i \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

Запишем уравнение равновесия системы:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^3 \mathbf{P}_i + \mathbf{F} = 0 \\ \sum_{i=1}^3 \mathbf{M}_i + \mathbf{M} = 0 \end{cases}$$

где $\mathbf{F} = [P_x, P_y, 0, 0]^T$ - главный вектор системы внешних нагрузок

$M = [M_x, M_y, 0, 0]^T$ - главный момент системы внешних нагрузок

или в развернутом виде:

$$\begin{cases} P_x = \sum_{i=1}^3 k_{r_i} \cdot (\delta_x \cdot \cos \varphi_i + \delta_y \cdot \sin \varphi_i) \cdot \cos \varphi_i \\ P_y = \sum_{i=1}^3 k_{r_i} \cdot (\delta_x \cdot \cos \varphi_i + \delta_y \cdot \sin \varphi_i) \cdot \sin \varphi_i \\ M_x = \sum_{i=1}^3 k_{n_i} \cdot (\alpha \cdot \cos \varphi_i + \beta \cdot \sin \varphi_i) \cdot \cos \varphi_i \\ M_y = \sum_{i=1}^3 k_{n_i} \cdot (\alpha \cdot \cos \varphi_i + \beta \cdot \sin \varphi_i) \cdot \sin \varphi_i \end{cases}$$

Решение этой системы уравнений даст значение малых смещений и поворотов $(\delta_x, \delta_y, \alpha, \beta)$ заготовки при действии комбинированной нагрузки (P_x, P_y, M_x, M_y) .

В общем виде эта система имеет вид:

$$[K] \cdot D = \begin{bmatrix} P \\ M \end{bmatrix},$$

где $D = [\delta_x, \delta_y, \alpha, \beta]^T$ - вектор обобщенных смещений.

$$\begin{bmatrix} P \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_x \\ P_y \\ M_x \\ M_y \end{bmatrix} - \text{матрица внешних нагрузок}$$

$$K = \begin{bmatrix} k_x & k_{xy} & 0 & 0 \\ k_{xy} & k_y & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{nx} & k_{nxy} \\ 0 & 0 & k_{nxy} & k_{ny} \end{bmatrix} - \text{матрица жесткости системы}$$

где радиальные жесткости системы в направлении осей OX и OY :

$$k_x = \sum_{i=1}^3 k_{r_i} \cdot \cos^2 \varphi_i; \quad k_y = \sum_{i=1}^3 k_{r_i} \cdot \sin^2 \varphi_i,$$

поворотные жесткости системы относительно осей OX и OY :

$$k_{nx} = \sum_{i=1}^3 k_{n_i} \cdot \cos^2 \varphi_i; \quad k_{ny} = \sum_{i=1}^3 k_{n_i} \cdot \sin^2 \varphi_i,$$

поперекрестные жесткости системы

$$k_{xy} = k_{yx} = \sum_{i=1}^3 k_{r_i} \cdot \sin \varphi_i \cdot \cos \varphi_i; \quad k_{nxy} = \sum_{i=1}^3 k_{n_i} \cdot \sin \varphi_i \cdot \cos \varphi_i$$

Величина обобщенных смещений находится из системы уравнений:

$$D = [K]^{-1} \cdot \begin{bmatrix} P \\ M \end{bmatrix},$$

где $[K]^{-1} = [A]$ - матрица податливости системы, то есть обратная матрица жесткости.

3.4.2. Схема двухконтурного зажима

Для цангового патрона с двухконтурным замыканием конструктивная и расчетная схемы имеют вид, представленный на рис. 3.10.

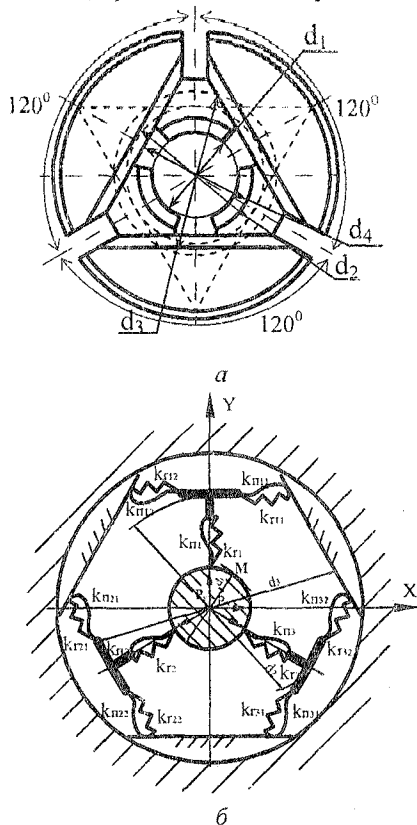


Рис. 3.10. Цанговый патрон (двухконтурное замыкание):
а – конструктивная схема, б – расчетная схема

I контур

На схеме (рис. 3.11):

P_{i0}, m_{i0} – векторы реактивных сил и моментов со стороны элементов II-го контура

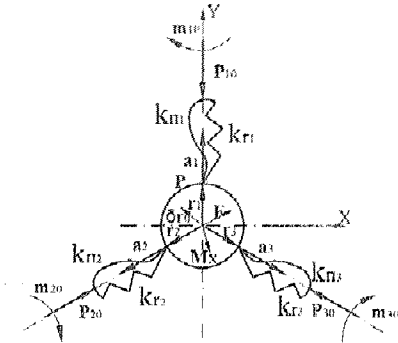


Рис. 3.11. Расчетная схема I-го контура

$\Delta U_0 = (\delta_x, \delta_y, \delta_z, \alpha, \beta, \gamma)^T$ – вектор малых обобщенных смещений центра системы координат OXYZ.

Для нашего случая принимает $\delta_z = 0; \gamma = 0$

$F = (P, M) = (P_x, P_y, P_z, M_x, M_y, M_z)^T$ – вектор обобщенных внешних нагрузок. Для нашего случая $P_z = 0, M_z = 0$.

II контур (рис. 3.12).

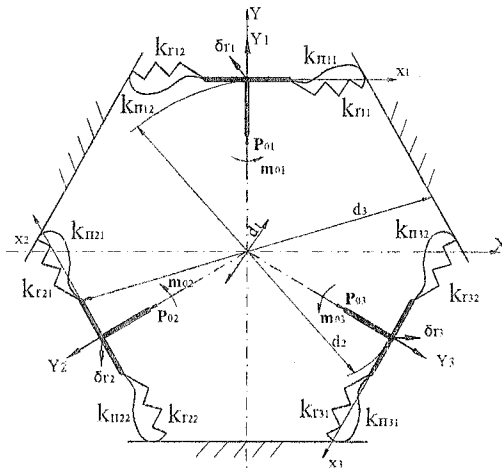


Рис. 3.12. Расчетная схема II-го контура

P_{i0}, m_{i0} – векторы реактивных сил и моментов со стороны элементов 1-го контуру ($P_{i0} = -P_{i0}$; $m_{i0} = -m_{i0}$)

$O_i X_i Y_i Z_i$ – локальные системы координат подвижных элементов II контуру

$d_{r_i} = (\delta_{x_i}, \delta_{y_i}, \delta_{z_i}, \alpha_i, \beta_i, \gamma_i)^T$ – векторы малых обобщенных смещений центра систем координат элементов.

Для нашего случая принимает $\delta_{z_i} = 0$

II контур (i-й элемент)

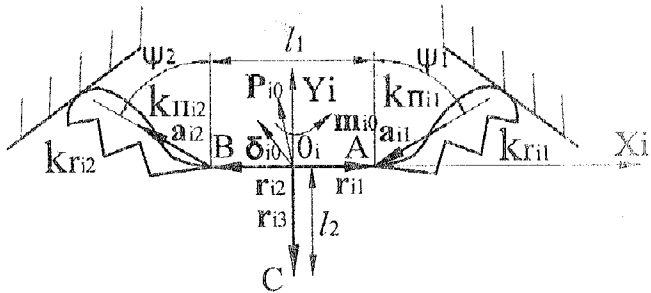


Рис. 3.13. Геометрическая расчетная схема i-го элемента II-го контура

Радиус-векторы базовых точек i-го элемента:

$$r_{i1} = \begin{vmatrix} +l_1 \\ 2 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{vmatrix}; r_{i2} = \begin{vmatrix} -l_1 \\ 2 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{vmatrix}; r_{i3} = \begin{vmatrix} 0 \\ -l_2 \\ 0 \\ 1 \end{vmatrix}. \quad (3.8)$$

Направляющие векторы упругих опор:

$$a_{i1} = \begin{vmatrix} \sin \psi_1 \\ \cos \psi_1 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}; a_{i2} = \begin{vmatrix} -\sin \psi_2 \\ \cos \psi_2 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

Обобщено смещение точек i-го элемента

$$\delta_{r_{ij}} = \omega_i \cdot r_{ij} + d_{i0} = \varepsilon_i \cdot r_{ij}, \quad j = 1 \dots 3$$

$$\text{где } \omega = \begin{pmatrix} 0 & -\gamma_i & \beta_i \\ \gamma_i & 0 & -\alpha_i \\ -\beta_i & \alpha_i & 0 \end{pmatrix}; \quad \delta_i = \begin{pmatrix} \delta_{x_{i0}} \\ \delta_{y_{i0}} \\ \delta_{z_{i0}} \end{pmatrix}; \quad \varepsilon = \begin{pmatrix} 0 & -\gamma_i & \beta_i & \delta_{x_{i0}} \\ \gamma_i & 0 & -\alpha_i & \delta_{y_{i0}} \\ -\beta_i & \alpha_i & 0 & \delta_{z_{i0}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}.$$

$$r_{ij} = \begin{pmatrix} x_{ij} \\ y_{ij} \\ z_{ij} \\ 1 \end{pmatrix}$$

С учетом (3.8) получим:

$$\delta_{\pi_1} = \begin{vmatrix} 0 & -\gamma_i & \beta_i & \delta_{x_{i0}} \\ \gamma_i & 0 & -\alpha_i & \delta_{y_{i0}} \\ -\beta_i & \alpha_i & 0 & \delta_{z_{i0}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} l_1 \\ 2 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \delta_{x_{i0}} \\ \frac{l_1}{2} \cdot \gamma_i + \delta_{y_{i0}} \\ -\frac{l_1}{2} \cdot \beta_i + \delta_{z_{i0}} \\ 0 \end{vmatrix}$$

$$\delta_{\pi_2} = \begin{vmatrix} 0 & -\gamma_i & \beta_i & \delta_{x_{i0}} \\ \gamma_i & 0 & -\alpha_i & \delta_{y_{i0}} \\ -\beta_i & \alpha_i & 0 & \delta_{z_{i0}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} -l_1 \\ 2 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \delta_{x_{i0}} \\ -\frac{l_1}{2} \cdot \gamma_i + \delta_{y_{i0}} \\ \frac{l_1}{2} \cdot \beta_i + \delta_{z_{i0}} \\ 0 \end{vmatrix}$$

$$\delta_{\pi_3} = \begin{vmatrix} 0 & -\gamma_i & \beta_i & \delta_{x_{i0}} \\ \gamma_i & 0 & -\alpha_i & \delta_{y_{i0}} \\ -\beta_i & \alpha_i & 0 & \delta_{z_{i0}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 0 \\ -l_2 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \delta_{x_{i0}} + l_2 \cdot \gamma_i \\ \delta_{y_{i0}} \\ \delta_{z_{i0}} - l_2 \alpha_i \\ 0 \end{vmatrix}$$

В соответствии с этим получим:

1. Величины деформаций Δ_{i1} и Δ_{i2} связаны с пространственными смещениями δ_{π_1} и δ_{π_2} .

$$\Delta_{i1} = \delta_{\pi_1} \cdot a_{i1} = \delta_{x_{i0}} \cdot \sin \psi_1 + \left(\frac{l_1}{2} \gamma_i + \delta_{y_{i0}} \right) \cdot \cos \psi_1$$

$$\Delta_{i2} = \delta_{\pi_2} \cdot a_{i2} = -\delta_{x_{i0}} \cdot \sin \psi_2 + \left(\delta_{y_{i0}} - \frac{l_1}{2} \gamma_i \right) \cdot \cos \psi_2$$

2. Реакции линейно упругих опор:

$$P_{r1} = -k_{r1} \cdot \Delta_{r1} \cdot a_{r1} = -k_{r1} \cdot \left[\delta x_{i0} \sin \psi_1 + \left(\frac{l_1}{2} \gamma_1 + \delta y_{i0} \right) \cos \psi_1 \right] \cdot \begin{vmatrix} \sin \psi_1 \\ \cos \psi_1 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

$$P_{r2} = -k_{r2} \cdot \Delta_{r2} \cdot a_{r2} = -k_{r2} \cdot \left[-\delta x_{i0} \sin \psi_2 + \left(\delta x_{i0} - \frac{l_1}{2} \gamma_1 \right) \cos \psi_2 \right] \cdot \begin{vmatrix} -\sin \psi_2 \\ \cos \psi_2 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

3. Моменты векторов P_{r1} и P_{r2} относительно начала координат

$$m_{r1} = r_{r1} \cdot P_{r1} = -k_{r1} \cdot \Delta_{r1} \cdot (r_{r1} \cdot a_{r1}) = -k_{r1} \cdot \Delta_{r1} \cdot \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{l_1}{2} \cdot \cos \psi_1 \\ 0 \end{vmatrix}$$

$$m_{r2} = r_{r2} \cdot P_{r2} = -k_{r2} \cdot \Delta_{r2} \cdot (r_{r2} \cdot a_{r2}) = -k_{r2} \cdot \Delta_{r2} \cdot \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{l_1}{2} \cdot \cos \psi_2 \\ 0 \end{vmatrix}$$

4. Реактивные моменты поворотных опор:

$$m_{M1} = -k_{M1} \cdot (a_{i1} \cdot A_i) \cdot a_{i1} = -k_{M1} \cdot [\alpha_i \cdot \sin \psi_1 + \beta_i \cos \psi_1] \cdot \begin{vmatrix} \sin \psi_1 \\ \cos \psi_1 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

$$m_{M2} = -k_{M2} \cdot (a_{i2} \cdot A_i) \cdot a_{i2} = -k_{M2} \cdot [-\alpha_i \cdot \sin \psi_2 + \beta_i \cos \psi_2] \cdot \begin{vmatrix} -\sin \psi_2 \\ \cos \psi_2 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

Определяем уравнение равновесия i -го элемента.

На i -й элемент действуют реактивные силы и моменты со стороны l контура в т. ч. i -го элемента (рис. 3.14).

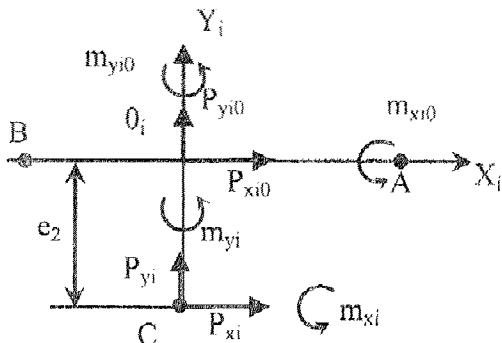


Рис. 3.14. Силовая расчетная схема

При переходе к т. O_i векторы нагрузок будут такими:

$$P_i = \begin{vmatrix} P_{xi0} \\ P_{yi0} \\ P_{zi0} \\ 0 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} P_{xi} \\ P_{yi} \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

$$m_i = \begin{vmatrix} m_{xi0} \\ m_{yi0} \\ m_{zi0} \\ 0 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} m_{xi} \\ m_{yi} \\ l_2 \cdot P_{xi} \\ 0 \end{vmatrix}$$

где P_{xi} , P_{yi} , m_{xi} , m_{yi} — внешние к i -му элементу II контура нагрузки (реакции со стороны I-го контура).

$$P_{i1} = -k_{r1} \cdot \begin{bmatrix} \sin^2 \psi_1 & \sin \psi_1 \cos \psi_1 & \frac{l_1}{2} \sin \psi_1 \cos \psi_1 \\ \sin \psi_1 \cos \psi_1 & \cos^2 \psi_1 & \frac{l_1}{2} \cos^2 \psi_1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta_{xi0} \\ \delta_{yi0} \\ \gamma_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{xi1} \\ P_{yi1} \\ P_{zi1} \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

$$P_{i2} = -k_{r2} \cdot \begin{bmatrix} \sin^2 \psi_2 & -\sin \psi_2 \cos \psi_2 & \frac{l_1}{2} \sin \psi_2 \cos \psi_2 \\ -\sin \psi_2 \cos \psi_2 & \cos^2 \psi_2 & -\frac{l_1}{2} \cos^2 \psi_2 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta_{xi0} \\ \delta_{yi0} \\ \gamma_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{xi2} \\ P_{yi2} \\ P_{zi2} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$m_{i1} = -k_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \sin \psi_1 \cos \psi_1 & \cos^2 \psi_1 & \frac{l_1}{2} \cos^2 \psi_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta_{x10} \\ \delta_{y10} \\ \gamma_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{x11} \\ m_{y11} \\ m_{z11} \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

$$m_{i2} = -k_{r2} \cdot \frac{l_1}{2} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \sin \psi_2 \cos \psi_2 & -\cos^2 \psi_2 & -\frac{l_1}{2} \cos^2 \psi_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta_{x10} \\ \delta_{y10} \\ \gamma_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{x12} \\ m_{y12} \\ m_{z12} \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

$$m_{i11} = -k_{i11} \cdot \begin{bmatrix} \sin^2 \psi_1 & \sin \psi_1 \cos \psi_1 \\ \sin \psi_1 \cos \psi_1 & \cos^2 \psi_1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \beta_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{x111} \\ m_{y111} \\ m_{z111} \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

$$m_{i12} = -k_{i12} \cdot \begin{bmatrix} \sin^2 \psi_2 & -\sin \psi_2 \cos \psi_2 \\ -\sin \psi_2 \cos \psi_2 & \cos^2 \psi_2 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \beta_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{x112} \\ m_{y112} \\ m_{z112} \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

Запишем эту систему уравнений в матричном виде

$$\begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} & k_{xz} & k_{x\varphi x} & k_{x\varphi y} & k_{x\varphi z} \\ k_{yx} & k_{yy} & k_{yz} & k_{y\varphi x} & k_{y\varphi y} & k_{y\varphi z} \\ k_{zx} & k_{zy} & k_{zz} & k_{z\varphi x} & k_{z\varphi y} & k_{z\varphi z} \\ k_{\varphi x x} & k_{\varphi x y} & k_{\varphi x z} & k_{\varphi x \varphi x} & k_{\varphi x \varphi y} & k_{\varphi x \varphi z} \\ k_{\varphi y x} & k_{\varphi y y} & k_{\varphi y z} & k_{\varphi y \varphi x} & k_{\varphi y \varphi y} & k_{\varphi y \varphi z} \\ k_{\varphi z x} & k_{\varphi z y} & k_{\varphi z z} & k_{\varphi z \varphi x} & k_{\varphi z \varphi y} & k_{\varphi z \varphi z} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta_{x10} \\ \delta_{y10} \\ \delta_{z10} \\ \alpha_1 \\ \beta_1 \\ \gamma_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{x1} \\ P_{y1} \\ 0 \\ m_{x1} \\ m_{y1} \\ l_2 \cdot P_{x1} \end{bmatrix} \quad \text{или}$$

$$[K_i] \cdot \delta r_0 = F$$

где составные матрицы жесткости $[K_i]$

1-я строка

$$k_{xx} = -k_{r1} \cdot \sin^2 \psi_1 - k_{r2} \cdot \sin^2 \psi_2,$$

$$k_{xy} = -k_{r1} \cdot \sin \psi_1 \cos \psi_1 + k_{r2} \cdot \sin \psi_2 \cos \psi_2,$$

$$k_{xz} = 0,$$

$$k_{x\varphi x} = 0,$$

$$k_{x\varphi y} = 0,$$

$$k_{xoy} = -k_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \sin \psi_1 \cos \psi_1 + k_{r2} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \sin \psi_2 \cos \psi_2,$$

2-я строка

$$k_{xx} = k_{yy},$$

$$k_{yx} = -k_{r1} \cdot \cos^2 \psi_1 - k_{r2} \cdot \cos^2 \psi_2,$$

$$k_{yz} = 0,$$

$$k_{yox} = 0,$$

$$k_{yoy} = 0,$$

$$k_{yoz} = -k_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \cos^2 \psi_1 + k_{r2} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \cos^2 \psi_2.$$

3-я строка

$$k_{zx} = k_{zy} = k_{zz} = k_{zox} = k_{zoy} = k_{zoz} = 0$$

4-я строка

$$k_{oxx} = 0,$$

$$k_{oxy} = 0,$$

$$k_{oxz} = 0,$$

$$k_{oxox} = -k_{r1} \cdot \sin^2 \psi_1 - k_{r2} \cdot \sin^2 \psi_2,$$

$$k_{oxyy} = -k_{r1} \cdot \sin \psi_1 \cos \psi_1 + k_{r2} \cdot \sin \psi_2 \cos \psi_2,$$

$$k_{oxoz} = 0,$$

5-я строка

$$k_{oyx} = 0,$$

$$k_{oyy} = 0,$$

$$k_{oyz} = 0,$$

$$k_{oyox} = k_{oxyy},$$

$$k_{oyyy} = -k_{r1} \cdot \cos^2 \psi_1 - k_{r2} \cdot \cos^2 \psi_2,$$

$$k_{oyoz} = 0,$$

6-я строка

$$k_{ozx} = -k_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \sin \psi_1 \cos \psi_1 - k_{r2} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \sin \psi_2 \cos \psi_2 = k_{xoz},$$

$$k_{ozy} = -k_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \cos^2 \psi_1 + k_{r2} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \cos^2 \psi_2 = k_{yoz},$$

$$k_{ozz} = 0,$$

$$k_{ozox} = 0,$$

$$k_{\text{свсв}} = 0.$$

$$k_{\text{свсв}} = -k_{r1} \cdot \frac{l_1^2}{4} \cdot \cos^2 \psi_1 - k_{r2} \cdot \frac{l_2^2}{4} \cdot \cos^2 \psi_2.$$

Для случая $k_{r1} = k_{r2} = k_r$

$$k_{m1} = k_{m2} = k_m$$

$$\psi_1 = \psi_2 = \psi$$

$$[K_i] = \begin{bmatrix} 2k_r \cdot \sin^2 \psi & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2k_r \cdot \cos^2 \psi & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2k_m \cdot \sin^2 \psi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2k_m \cdot \cos^2 \psi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_r \cdot \frac{l_i^2}{2} \cdot \cos^2 \psi \end{bmatrix}$$

Как видно, матрица жесткости $[K_i]$ приобретает диагональный вид, что позволяет осуществить переход от схемы двухконтурного зажима к схеме одноконтурного зажима. Схема присоединения i -й контактной группы II контура к j -й контактной группы I контура поданная на рис. 3.15.

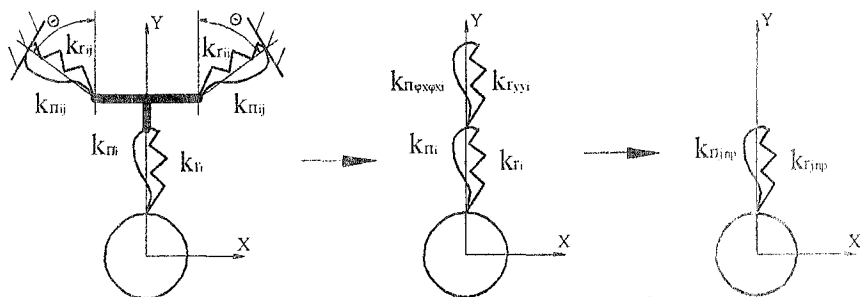


Рис. 3.15. Схема присоединения i -й контактной группы II контура к j -й контактной группы I контура

Согласно этой схемы, эквивалентные (приведенные) жесткости будут определяться зависимостями:

$$k_{rnp} = \frac{k_{ri} + k_{ryyi}}{k_{ri} \cdot k_{ryyi}}; \quad k_{lmp} = \frac{k_{li} + k_{lyyi}}{k_{li} \cdot k_{lyyi}}$$

Исходя из этого, система уравнений для схем одноконтурного и двухконтурного соединений в обобщенном виде будет такой:

$$[K] \cdot \Delta = \begin{bmatrix} P \\ M \end{bmatrix},$$

где $\Delta = [\delta_x, \delta_y, \alpha, \beta]^T$ - вектор обобщенных смещений

$\begin{bmatrix} P \\ M \end{bmatrix} = [P_x, P_y, M_x, M_y]^T$ - вектор внешних нагрузок

$$K = \begin{bmatrix} k_{xnp} & k_{xynp} & 0 & 0 \\ k_{yxp} & k_{ynp} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{pxnp} & k_{pxynp} \\ 0 & 0 & k_{pyxnp} & k_{pyynp} \end{bmatrix} - \text{матрица жесткости системы.}$$

Составные матрицы $[K]$ будут определяться зависимостями:

$$k_{xnp} = \sum_{i=1}^3 k_{r_{npi}} \cdot \cos^2 \varphi_i;$$

$$k_{yxp} = \sum_{i=1}^3 k_{r_{npi}} \cdot \sin^2 \varphi_i$$

$$k_{pxnp} = \sum_{i=1}^3 k_{l_{mpi}} \cdot \sin^2 \varphi_i;$$

$$k_{pyxnp} = \sum_{i=1}^3 k_{l_{mpi}} \cdot \cos^2 \varphi_i;$$

$$k_{xynp} = k_{yx} = \sum_{i=1}^3 k_{r_{npi}} \cdot \sin \varphi_i \cdot \cos \varphi_i;$$

$$k_{pxynp} = k_{pyx} = -\sum_{i=1}^3 k_{l_{mpi}} \cdot \sin \varphi_i \cdot \cos \varphi_i,$$

для патрона с одноконтурным зажимом:

$$k_{rnp} = k_{ri}; \quad k_{lmp} = k_{li}$$

для патрона с двухконтурным соединением

$$k_{r_{npi}} = \frac{k_{ri} + 2k_{rji} \cdot \cos^2 \Theta}{2k_{ri} \cdot k_{rji} \cos^2 \Theta}$$

$$k_{l_{mpi}} = \frac{k_{li} + 2k_{lji} \cdot \sin^2 \Theta}{2k_{li} \cdot k_{lji} \sin^2 \Theta},$$

j – номер точек контакта i -го элемента II -го контура
 $j=1, 2$ – с основными зажимными элементами, $j=3$ – с заготовкой;
 l – угол размещения j -х упругих опор i -й контактной группы II контура.

3.5. Разработка математической модели динамической системы шпindelь-ШЦП-деталь

Динамическая система шпindelь-патрон-деталь имеет сложные нелинейные упругие диссипативные характеристики.

Динамическая система своими основными элементами имеет заготовку, установленную в цанговом патроне (рис. 3.16).

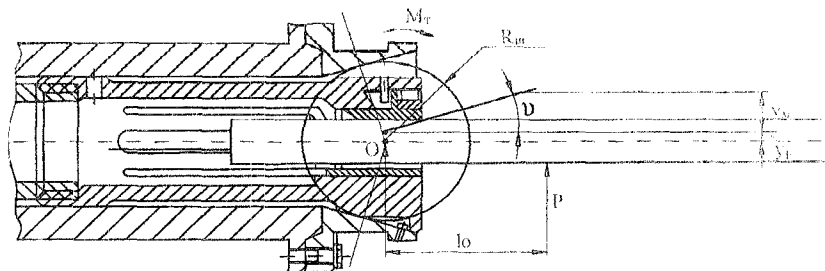


Рис. 3.16. Конструктивная схема упруго-диссипативной системы шпindelь-ШЦП-деталь

Для определения жесткости и анализа: упругой системы шпindelь – широкодиапазонный цанговый патрон – пруток – токарный автомат (Ш-ШЦП-П-ТА) конструкцию ШЦП представляем в виде упруго-фрикционного шарнира, который характеризуется тремя составляющими жесткости (радиальной S_r , поворотной S_p , осевой S_o), коэффициентом демпфирования H и моментом трения M (рис. 3.17, а) [35].

В поперечном сечении замкнутый силовой контур патрона удерживает пруток диаметром d на упруго-фрикционной подвеске (рис. 3.17, б), которая характеризуется двумя составляющими жесткости (радиальной S_r и крутильной S_k), моментом сил сопротивления M_0 от трения и сцепления в стыках.

Основными параметрами системы, которые влияют на динамические характеристики есть: I_a – момент инерции прутка относительно точки 0; H – коэффициент демпфирования; S_a – поворотная жесткость; $M_{сух}$ – момент сухого трения; $M_{рез}$ – момент сил резания; ω_3 – частота поперечных колебаний прутка;

t - время; φ - фазовый угол сдвига; M_n - момент неуравновешенного смещения.

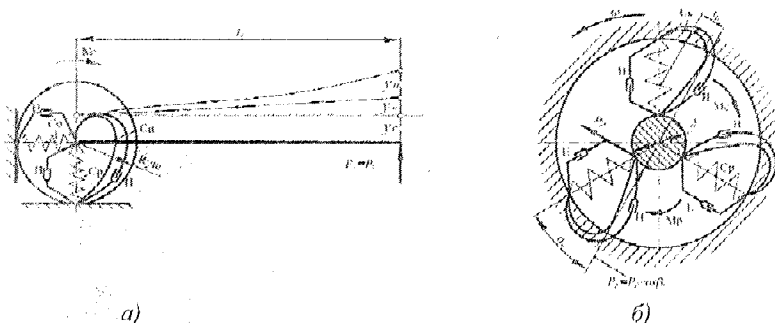


Рис. 3.17. Приведенная модель упругой системы Ш-ШЦП-П-ТЛ в виде упруго-фрикционного шарнира (а) и упруго-фрикционной подвески (б)

На основе анализа конструктивной схемы и приведенных моделей ее элементов разработана динамическая модель системы и ее расчетная схема (рис. 3.18).

Дифференциальное уравнение поворота прутка, зажатого в ШЦП будет:

$$I_n \cdot \ddot{\vartheta}_n + H \cdot \dot{\vartheta}_n + C_n \cdot \vartheta_n + M_{m0} \cdot \text{sign} \vartheta_n = M_{p0} + \Delta M_{p0} \cos(\omega_3 t + \varphi) + M_n - M_{mp}.$$

где I_n - момент инерции прутка относительно точки 0;

H - коэффициент демпфирования;

C_n - поворотная жесткость;

M_{m0} - момент сухого трения;

M_{p0} - момент сил резания;

$\Delta M_{p0} \cos(\omega_3 t + \varphi)$ - колебание момента сил резания; ω_3 - частота поперечных колебаний прутка; t - время; φ - фазовый угол сдвига (рис. 3.18);

M_n - момент неуравновешенного смещения $M_n = M_{nc} + M_{mn} + M_m$ где M_{nc} - момент от веса прутка; M_{mn} - момент центробежной силы, вызванный угловым смещением шпинделя.

Так как момент инерции прутка относительно т. О J_n , то $M_m = L_n \cdot \ddot{\vartheta}_n$, где L_n - длина прутка, ϑ_n - угол поворота заготовки, зажатой в патроне.

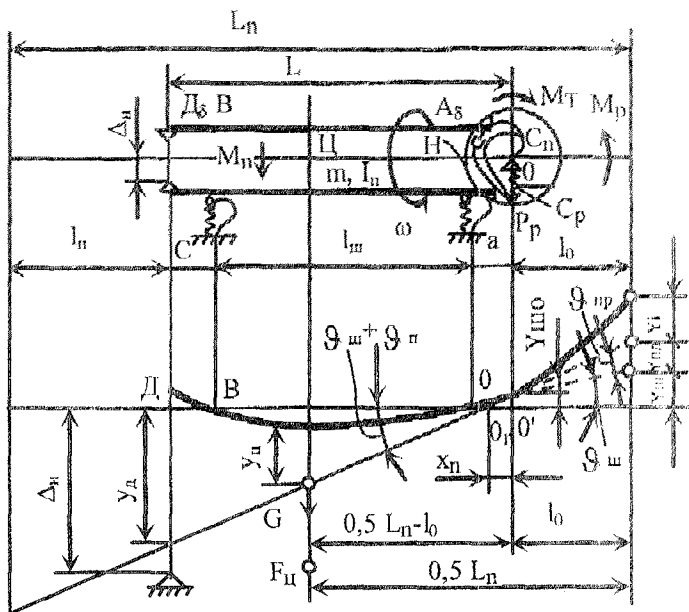


Рис. 3.18. Расчетная схема динамической системы штибель-ШЦП-деталь

Уравнение, которое описывает систему является квазилинейным. Если система имеет элементы с нелинейными характеристиками, они описываются специальными математическими моделями.

Основные нелинейности модели определено параметрами C_n, H — нелинейная жесткость и коэффициент сопротивления, которые имеют случайные изменения.

Нелинейными зависимостями описываются также неуравновешенные моменты, зависящие от угла поворота: $M_n = M_{nc} + M_{m} + M_m$ где

$M_{nc} = mg\left(\frac{L_n}{2} - l_0\right)$ - момент от гравитационных сил; $M_m = m\left(\frac{L_n}{2} - l_0\right)^2 \vartheta_n \omega^2 \cos \omega t$ - момент центробежной силы; $\Delta M_{p_0} \cos(\omega_3 t + \varphi)$ - колебание момента сил резания.

Дифференциальное уравнение колебаний заготовки послужило основой для разработки блок-схемы модели.

Для этого дифференциальное уравнение приводится к интегральному уравнению [38]

$$\Theta_n = \frac{1}{J_n} \left\{ - \int_0^t H \Theta_n dt + \int_0^t [M_{p0} + \Delta M_{p0} \cos(\omega_p t + \varphi) + M_n - M_{np} - C_n \cdot \vartheta_n + M_{m0} \cdot \text{sign} \vartheta_n] dt dt \right\}$$

Согласно уравнения построена структурная блок-схема математической модели (рис. 3.19).

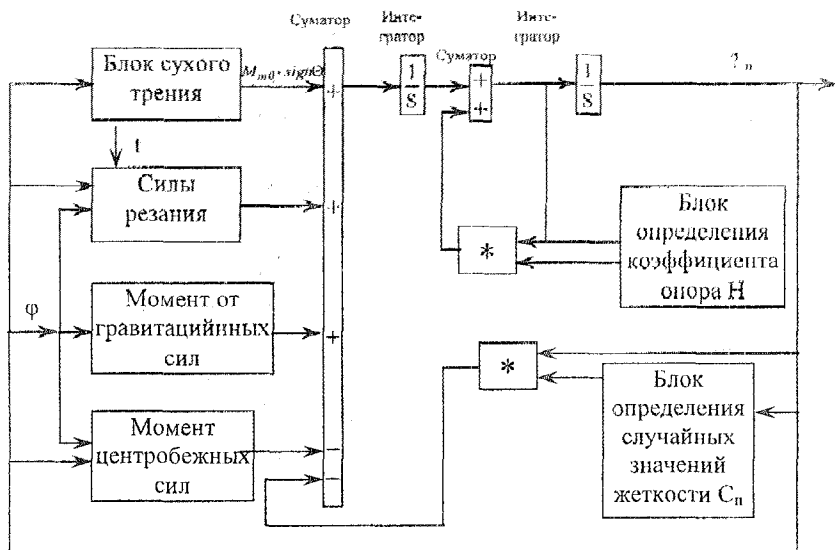


Рис. 3.19. Структурная блок-схема модели

3.6. Моделирование напряженно-деформированного состояния широкодиапазонного цапгового патрона

Для анализа конструкции нужно оценить влияние действующих нагрузок на их напряженно деформированное состояние. Для этого используется метод конечных элементов. Математическое уравнение равновесия тела в форме метода конечных элементов для расчета напряженно деформированного состояния конструкций являет собой совокупность систем линейных алгебраических уравнений для всех законенных элементов, которые выражаются из условия их равновесия, дополненную уравнениями связей, наложенных на тело, записывается следующим образом :

$$\{K\} \cdot \{U\} = \{F\},$$

где $\{K\}$ - глобальная матрица жесткости тела;

$\{U\}$ - глобальный вектор узловых смещений;

$\{F\}$ - вектор узловых смещений всей системы.

Для определения поля напряжения и деформаций состояния сначала развязывается уравнение относительно глобального вектора узловых смещений $\{U\}$ по которому определяются векторы узловых смещений точек законченных элементов за формулой:

$$\{U^{(e)}\} = \{N^{(e)}\} \cdot \{a^{(e)}\} \cdot \{U\},$$

где $\{N^{(e)}\}$ - матрицы функций формы законченных элементов, которые выражают связь между узловыми смещениями и перемещениями точек тела;

$\{a^{(e)}\}$ - матрицы кинематических связей.

После этого по вектору узловых смещений определяются матрицы полной деформации законченных элементов :

$$\{\varepsilon^{(e)}\} = \{B^{(e)}\} \cdot \{u^{(e)}\},$$

где $\{B^{(e)}\}$ - матрица, которая связывает деформации с узловыми смещениями (матрица градиентов законченного элемента).

Напряжения с деформациями связаны законом Гука [37]:

$$\{\sigma^{(e)}\} = \{H\} \cdot \{\varepsilon^{(e)}\},$$

где H - матрица Гука, элементы которой определяются модулем Юнга и коэффициентом Пуассона.

Большое количество уравнений, которые необходимо решать совместно, требует использования ЭВМ. При исследовании ШЦП (рис. 3.20) при применении метода конечных элементов использовалась программа Ansys Workbench.

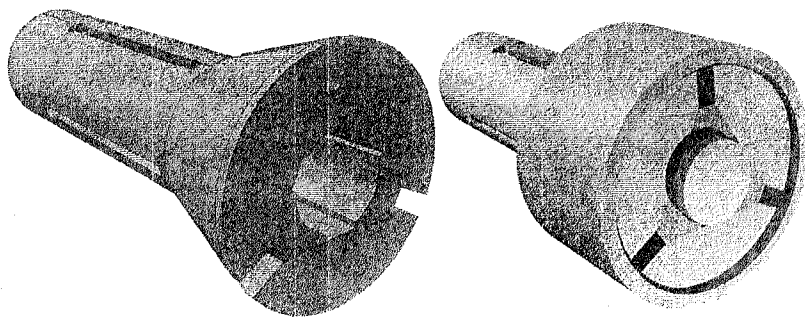


Рис. 3.20. Трехмерная модель ШЦП и системы «шпиндель-патрон-деталь»

Смещение во время зажима происходит за счет неточности выполнения элементов патрона, неравномерного трения в стыках между цангой и шпинделем по конической поверхности, между заготовкой и зажимными губками цанги, не соосностью приложения усилия зажима относительно геометрии цанги, неравномерная жесткость лепестков цанги и другое. Эти

элементы вызывают неравномерные осевые силы зажима, которые приходится на каждый лепестков, а также неравномерные радиальные силы зажима, которые вызывают разное осевое смещение зажимных лепестков цанги, в следствие чего и происходит перекос оси детали.

При анализе ШЦП допускается, что конус цанги выполнен точно, причем рассматривается самый неблагоприятный случай, когда имеем максимальный зазор.

Для проведения всех видов анализа конструкция патрона упрощается, то есть пренебрегаем конструктивными элементами, которые не влияют на результат расчета, как элементы крепления фаски, радиусы. Упрощенная модель патрона разбивается на сетку конечных элементов (рис.3.21), описываются контактные пары.

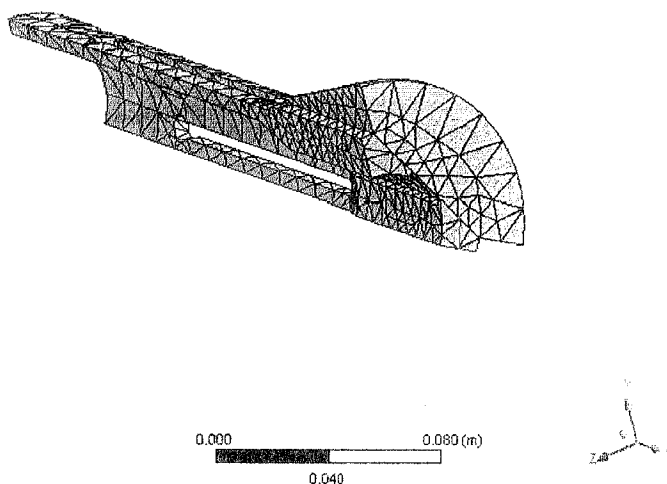


Рис. 3.21. Сетка конечных элементов ШЦП

При моделировании зажима допускаем, что коэффициент трения во всех контактных парах 0,15 [36].

Для получения наиболее точных результатов необходимо правильно смоделировать так называемое окружающее среду то есть ограничить модель в пространстве и наложить внешнее силовое действие (рис. 3.22).

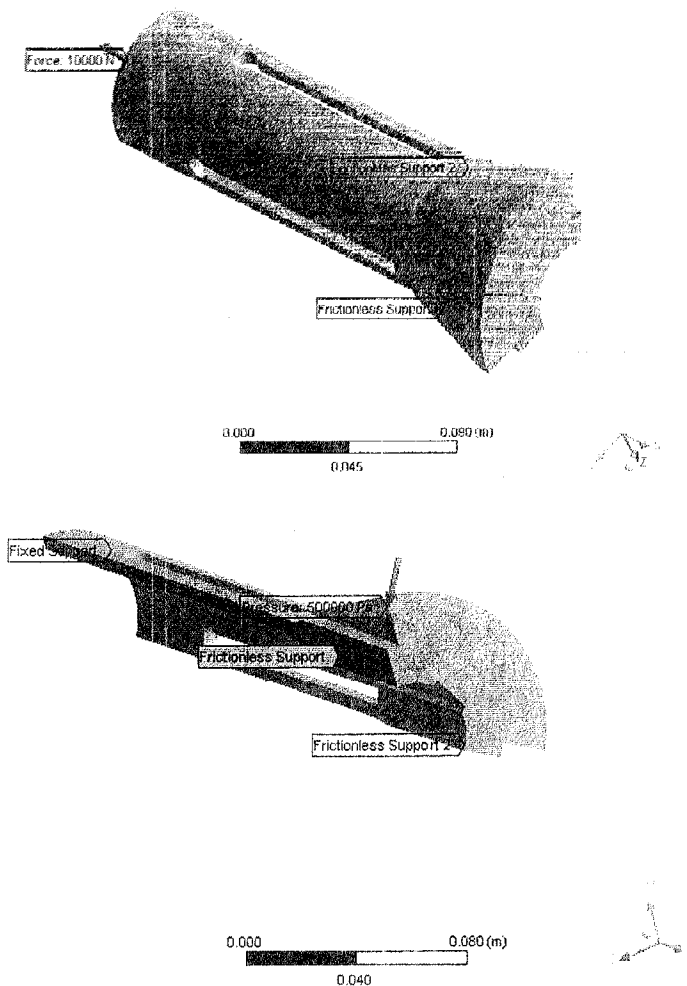


Рис. 3.22. Приложения нагрузок и ограничений перемещений в пространстве

Ограничивается перемещение ШЦП во всех направлениях, то есть степень свободы равняется 0. К цанге прикладывается осевое усилие 30000Н.

Анализ напряженно деформированного состояния патрона (рис.3.23).

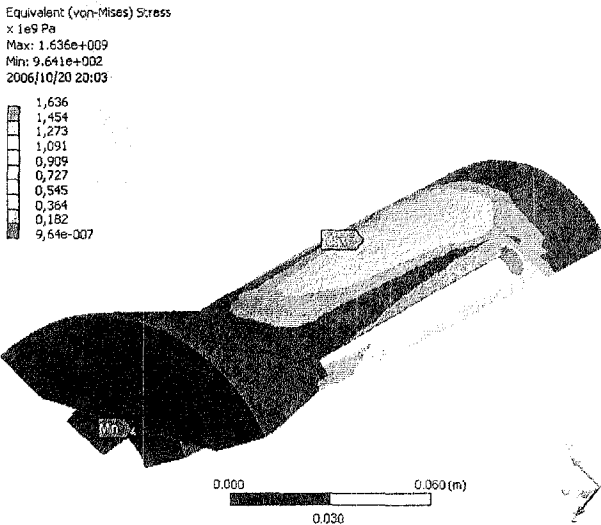
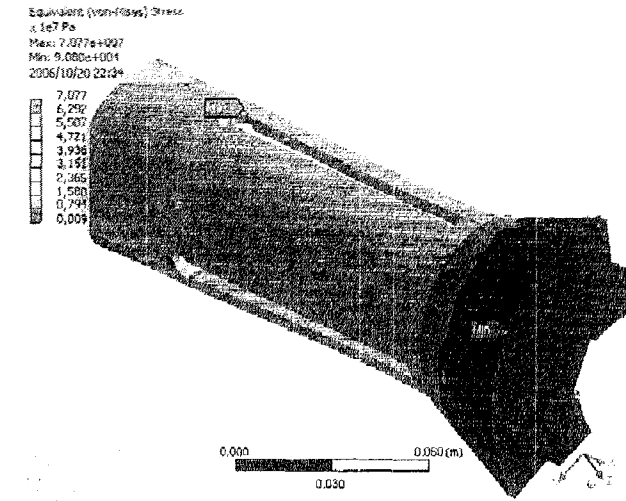


Рис. 3.23. Напряжение ШЦП по Мизесу

Сравнивая напряжение по Мизесу в ШЦП, которые возникают при зажиме заготовок максимального и минимального диаметра, видно, что максимальные напряжения в корнях лепестков основных и дополнительных зажимных элементов, причем цилиндрическое отверстие вызывает максимальные напряжения у дополнительных зажимных элементов.

При зажиме заготовки минимального диаметра в результате максимального прогиба лепестков основных и дополнительных зажимных элементов увеличивается концентрация напряжений в защемлении.

Распределение касательных напряжений ШЦП показано на рис. 3.24.

Maximum Principal Stress

$\times 1e7$ Pa

Max: 7.482e+007

Min: -1.220e+007

2006/10/20 22:35

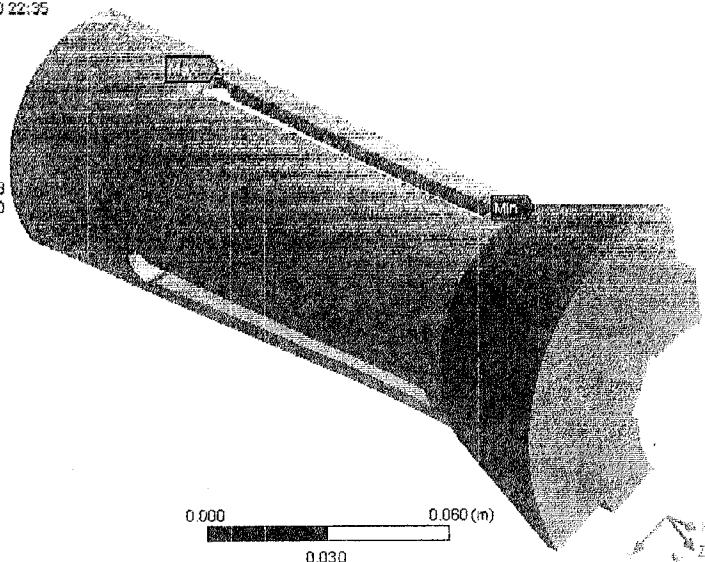
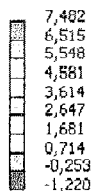


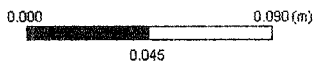
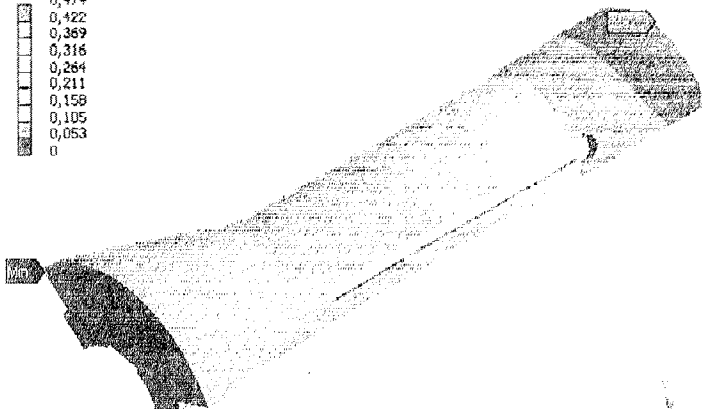
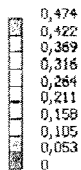
Рис. 3.24. Касательные напряжения, которые возникают в цанге

Максимальная деформация цанги (рис. 3.25) при зажиме прутка максимального диаметра возникает в месте соединения цанги с трубой зажима за счет осевой (растягивающей) силы S .

При зажиме заготовки минимального диаметра, максимальные деформации возникают в точке контакта двух соседних клиньев дополнительных зажимных элементов, что не желательно.

По результатам моделирования видно, что прилагаемой силы зажима достаточно для закрытия стыков между конусом цанги и шпинделя, между основными и дополнительными зажимными элементами и между рабочими губками цанги и заготовкой (3.26).

Total Deformation
x 1e-4 m
Max: 4.743e-005
Min: 0.000e+000
2006/10/20 22:41



Total Deformation
x 1e-1 m
Max: 2.732e-002
Min: 0.000e+000
2006/10/20 20:01

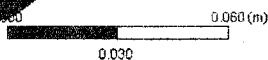
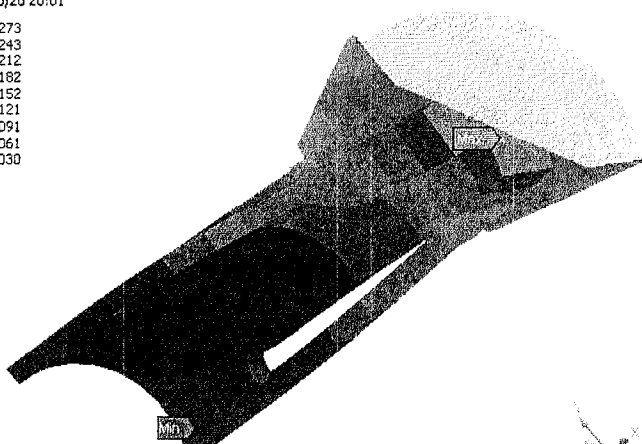
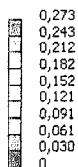


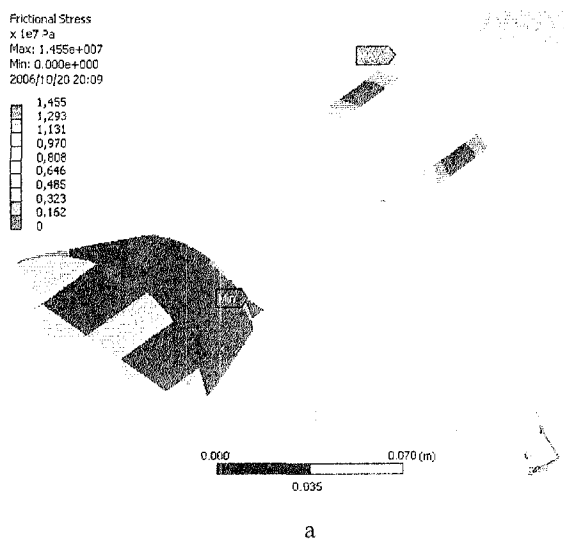
Рис. 3.25. Полная деформация цанги

Status
2006/10/20 20:07

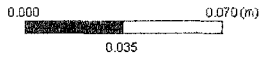
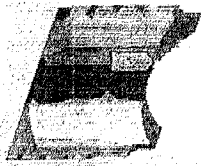
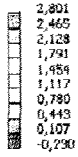


Рис. 3.26. Статус стыков (красный цвет означает плотный контакт)

Напряжения которые возникают от силы трения и давление в контактных парах показано на рис. 3.27 (а) и 3.27 (б).



Pressure
 x 1e7 Pa
 Max: 2.801e+007
 Min: -2.300e+006
 2006/10/20 20:11



б

Рис. 3.27. Напряжение от трения в патроне (а) и давление в контактных парах патрона (б)

Силы, которые возникают в патроне.

При приложении зажимного усилия величиной 30000Н происходит зажим заготовки и стабильное ее удержание во время обработки. Сила зажима распределяется между лепестками цанги и между основными и дополнительными зажимными элементами (рис. 3.28)

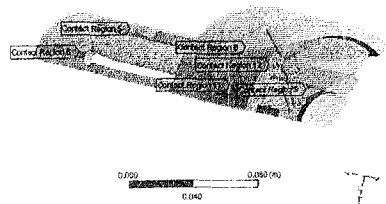
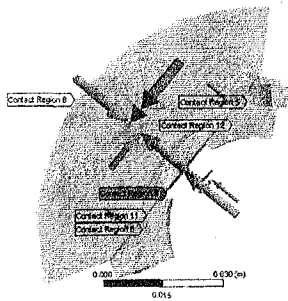


Рис. 3.28. Силы в контактных парах патрона

Литература к главе 3

1. Гордієнко А.І., Полянський Л. Г., Мельничук П.П., Хейфець М.Л. Математичне моделювання технологічних процесів у машинобудуванні. - Житомир: ЖІТІ, 2001. – 190с.
2. Дальский А.М. Цанговые зажимные механизмы. – М.: Машиностроение, 1966. – 168с.
3. Данильченко Ю.М. Узагальнена пружно-деформаційна модель шпиндельного вузла // Наукові цотатки. Міжвузівський збірник (за напрямком «Інженерна механіка»). – 2002. – Виц.11. – С.126-131.
4. Данильченко Ю.М., Кузнецов Ю.М. Прецизійні шпиндельні вузли на опорах кочення (теорія і практика). – Тернопіль-Київ: Економічна думка, - 2003. – 344с.
5. Детали и механизмы металлорежущих станков / Под ред. Д.Н. Решетова. – Т.2. – М.: Машиностроение, 1972. – 520с.
6. Зелюкова Р.В., Ивашин Б.И. Расчет частотной характеристики токарного демпфирующего патрона при обработке жесткой детали // Металлорежущие станки. – 1977. – С.19-24.
7. Иващенко И.А. Некоторые факторы, влияющие на точность и жесткость трехкулачковых патронов // Станки и инструмент. – 1961. - №1. – С.29-31.
8. Ильицкий В.Б. Погрешность закрепления заготовок в приспособлениях. – М.: Машиностроение, 1986. – 136с.
9. Ильицкий В.Б., Микитянский В.В., Сердюк Л.М. Станочные приспособления. Конструкторско-технологическое обеспечение эксплуатационных свойств. – М. Машиностроение, 1989. – 260с.
10. Калинин Н.Г., Лебедев Ю.А., Лебедева В.И., Пановко Я.Г., Страхов Г.И. Конструкционное демпфирование в неподвижных соединениях. – Рига: Изд-во Академии наук Латвийской ССР, 1960. – 172с.
11. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков.– М.: Машиностроение, 1978. – 199с.
12. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1983. – 285с.
13. Косилова А.Г., Мещеряков Р.К., Калинин М.А. Точность обработки заготовки и припуски в машиностроении. Справочник технолога. -- М.: Машиностроение, 1976. – 288с.
14. Кузнецов Ю.Н. Анализ динамической системы шпиндель-патрон-деталь токарного автомата // Вестник машиностроения. – 1990. - №8. – С.42-47.
15. Кузнецов Ю.Н. Жесткость зажима прутка в цанговом патроне // Металлорежущие станки. – Киев, 1974. – вып. 2. – С.74-85.

16. Кузнецов Ю.Н. Контактные деформации зажимного элемента патрона с поверхностью круглой заготовки // Технология и автоматизация машиностроения. – 1979. - №23. – С.30-37.
17. Кузнецов Ю.Н. Новые широкодиапазонные зажимные патроны // Машиностроитель, 1994. - №3.
18. Кузнецов Ю.Н. Новое в теории и практике зажимных механизмов // Вестник КПИ, серия машиностроение. – 1998. – №33. – С.
19. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов. Дис....докт. техн. наук.- М.: 1984, 515 с
20. Кузнецов Ю.Н., Дементьев В.И. Широкодиапазонные цанговые патроны // Станки и инструмент. – 1984. - №1.
21. Кузнецов Ю.Н., Кухарец А.В. Новые зажимные механизмы станков-автоматов. – К.: Техніка, 1979 – 151с.
22. Кузнецов Ю.Н., Сидорко В.И., Вачев А.А. Повышение динамического качества системы патрон-деталь пруткового автомата // Станки и инструмент. – 1987. - №12. – С.13-15.
23. Кузнецов Ю., Данильченко Ю. Узагальнена пружно-деформаційна модель механізму кріплення інструменту (заготовки) // Наукові записки. Вісник академії наук вищої школи України. – 2005. - №7. – С.133-141.
24. Кузнецов Ю.М., Волошин В.Н., Кушик В.Г. Схеми охоплення заготовок різними затискними патронами // Вісник ТДТУ. – 2002. – №3.т.7. – С.23-28.
25. Кушик В.Г. Анализ и синтез широкодиапазонных цанговых патронов прутковых автоматов: Дис. ... канд. техн. наук: – К., 1993. – 199 с.
26. Кушик В.Г. Широкодіапазонні цангові патрони токарних горизонтальних багатопшпіндельних автоматів // Вісник ТДТУ. – Том 4.- Число 2, 1999. – С.81-85.
27. Кушик В.Г., Юрчишин О.Я. Затискні патрони з широким діапазоном затискуваних заготовок // Технологія і техніка друкарства. – 2004 – №4. — С. 97-105.
28. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. - М.: Машиностроение, 1971.-264с.
29. Неделчева П.М. Создание высокоточных цанговых патронов с упругим фланцем для металлорежущих станков. Дис....канд. техн. наук. – К., 2004.- 204с.
30. Орликов М.Л. Динамика станков. - Киев: Вища школа, 1980. -256 с.
31. Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н. Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков. – М.: Машиностроение, 1977. – 142с.
32. Радченко С.Г. Математическое моделирование технологических процессов в машиностроении. – К.: ЗАО «Укрспецмонтажпроект», 1998. – 274с.

33. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорезающих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336с.
34. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник / Ю.Н.Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под ред. Ю.Н.Кузнецова. – К.: Техника; София: Гос. изд-во «Техника», 1988. – 222 с.
35. Сидорко В.И. Динамическое качество системы патрон-деталь прутковых автоматов. Дис. ... канд. техн. наук. – К., 1986. – 260 с.
36. Станочные приспособления: Справочник. В 2-х т. / Под ред. Вардашкина Б.Н., В.В. Данилевского. – М.: Машиностроение, 1984. – т.2 – 656с.
37. Струтинський В.Б., Мельничук П.П. Математичне моделювання металорізальних верстатів. – Житомир: ЖДТУ, 2002. – 570с.
38. Юрчишин О.Я. Пружно-демпфуючі характеристики та прогнозування меж використання широкодіапазонних цангових патронів. Дис. ... канд. техн. наук.-К.: 2008. - 180с.

Изобретения и полезные модели

39. Цанговый патрон. А.с. 1292932 СССР, МКИ В 23 В 31/20 / Ю.Н. Кузнецов, В.Г. Кушик. - № 3975620/31-08; Заявл. 23.08.85; Оpubл. 28.02.87, Бюл. №8.
40. Цанговый патрон. А.с. 1442329 СССР, МКИ В 23 В 31/20 / Ю.Н. Кузнецов, В.Г. Кушик, Ю.И. Колесник. - № 4250555/31-08; Заявл. 27.05.87; Оpubл. 07.12.88, Бюл. №45.
41. Зажимная цанга. А.с. 1537380 СССР, МКИ В23В13/00 / Ю.Н. Кузнецов, М.Г. Данильченко, В.А. Мартыненко, В.Г. Кушик, В.Е. Лоев, М.И. Хома, И.И. Грубьяк, Р.Б. Гевко. - № 4386890/31. Заявл. 01.03.88; опубл. 23.01.90, Бюл. №3. – 3 с.
42. Цанговый патрон. А.с. №1700858 СССР, МКИ В23В31/20. / Ю.Н. Кузнецов, В.Н. Ахрамович, В.Г. Кушик, В.Е. Лоев. - № 4402554; Заявл. 04.04.88; Оpubл. 23.12.91 Бюл. №47, 1991.
43. Патент України №9804U, МПК В23В13/00. Механізм затиску пруткового матеріалу / Кузнецов Ю. М, Кушик В.Г, Ковальчук Р.І, Юрчишин О.Я. – № 200503140; Заявл. 05.04.05; Оpubл. 17.10.2005, Бюл. №10.
44. Патент України №20454U, МПК В23В31/20. Цанговий патрон / Кузнецов Ю. М, Кушик В.Г, Грищенко Д.М.– №200609019; Заявл. 14.08.06;
45. Цанговый патрон. А.с. 1284725 СССР, МКИ В 23 В 31/20 / Ю.Н. Кузнецов, В.Г. Кушик, Л.В. Левченко. - № 3943919/31-08; Заявл. 23.08.85; Оpubл. 23.01.87, Бюл. №3.

ГЛАВА 4

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ШИРОКОДИАПАЗОННЫХ ЦАНГОВЫХ ПАТРОНОВ

4.1. Исследование широкодиапазонных цанговых патронов с двойной мультипликацией

4.1.1. Методика и аппаратура для исследований

Лабораторные исследования силовых, точностных и жесткостных характеристик проводились с целью проверки работоспособности новых конструкций патронов (рис. 4.1), а также их характеристик [1, 2, 4, 10, 14, 16, 20, 23, 24, 26, 28]. Производственные испытания проводились при обработке заводских деталей. Для партии деталей проводились замеры точностных параметров. Испытания проводились на МТА модели 1А 240-6.

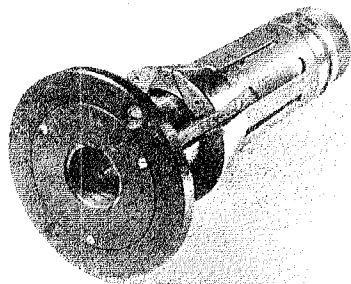
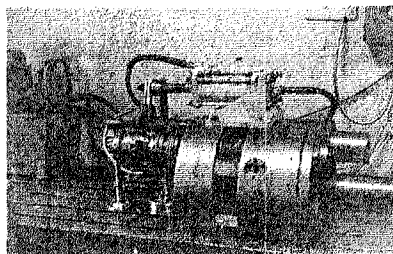
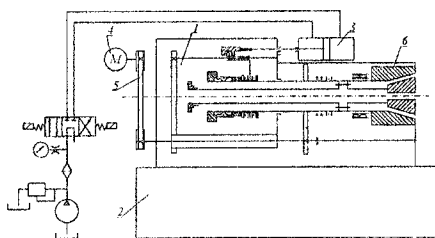


Рис. 4.1. Опытная конструкция ШЦП к автомату модели 1А240-6

Экспериментальные исследования характеристик при невращающемся шпинделе проводились на специально разработанном стенде, собранном из узлов автомата модели 1А 240-6 (рис. 4.2).



а



б

Рис. 4.2. Общий вид (а) и принципиальная схема (б) экспериментального стенда

В состав стэнда входит шпиндельный барабан 1 автомата модели 1А 240-6, жестко закрепленный при помощи винтов на столе 2 в Т-образных пазах. На верхней части барабана закреплен гидроцилиндр 3, шток которого связан с вилкой зажима. На столе закреплен электродвигатель постоянного тока 4, при помощи которого через ремснную передачу 5, приводится во вращение шпиндель 6 стэнда и работает гидростанция с золотником. Управление вращением шпинделя проводится при помощи ЛАТРа, размещенного на пульте. Процесс разжима-зажима заготовки проводится при помощи гидроцилиндра. Управление штоком гидроцилиндра осуществляется через золотник с пульта управления. Для обеспечения плавного бесступенчатого регулирования скорости вращения шпинделя стэнда, на столе находится двигатель постоянного тока типа П32М, связанный со шпинделем клиноременной передачей зубчатой парой с противоположного отверстия в шпиндельном барабане. С помощью пульта управления плавно изменяется частота вращения шпинделя от 0 до 1500 об/мин.

Для определения силы проталкивания (рис. 4.3), в патроне закрепляли заготовку, а на центральной трубе шпиндельного барабана – винтовое устройство с динамометром сжатия для создания силы в направлении оси шпинделя. На неподвижной части стэнда устанавливались на стойках индикаторы часового типа для замера осевых отжатий торца шпинделя и губки цанги. Заготовку (использовать оправки трех различных диаметров) из стали 45 нагрузить силой от 0 до 15000 Н и зафиксировать показатели каждого из индикаторов при различных значениях сил. При каждом диаметре опыт повторить трижды.

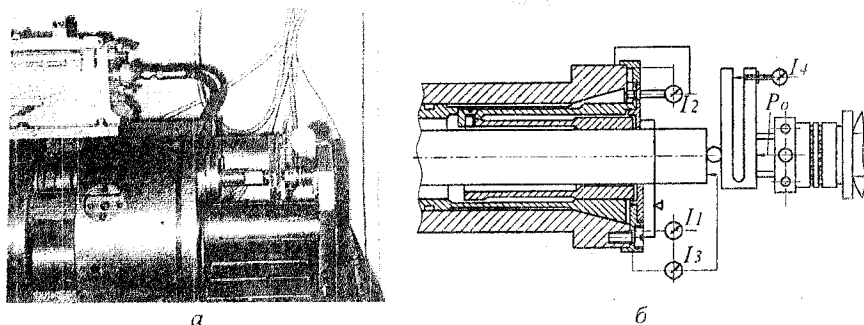


Рис. 4.3. Вид на стэнд (а) и схема измерения сил проталкивания зажатых оправок (б)

При определении момента прокручивания (рис. 4.4) в патроне закрепляли оправку с квадратом на ее конце и вставляли в него динамометрическую

рукоятку, при этом, заклинивали шпиндель от проворачивания и нагружали рукой рукоятку до проворота оправки в патроне.

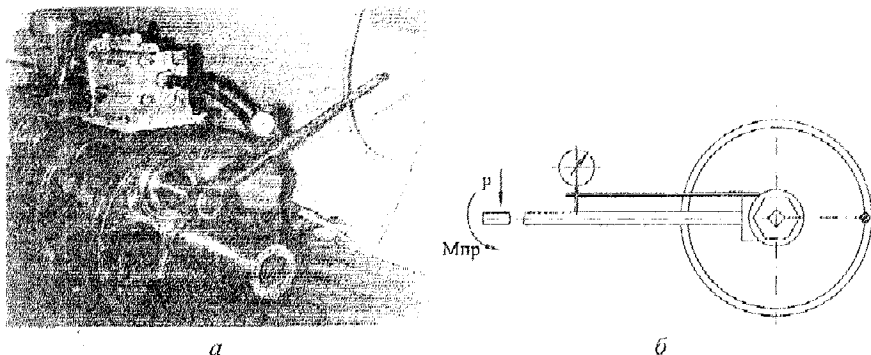


Рис. 4.4. Вид на стенд (а) и схема замера момента прокручивания зажатых оправок (б)

При исследовании точностных характеристик (рис. 4.5) в патроне закрепляли стальную шлифованную оправку. К шпиндельному барабану прикрепляли на стойках индикаторы, располагая их измерительные штыри в двух взаимоперпендикулярных плоскостях и вводили штыри в соприкосновение с оправкой. Медленно поворачивали на полный оборот шпиндель и записывали показания каждого индикатора. Радиальное биение определялось разностью между наибольшим и наименьшим показаниями каждого индикатора.

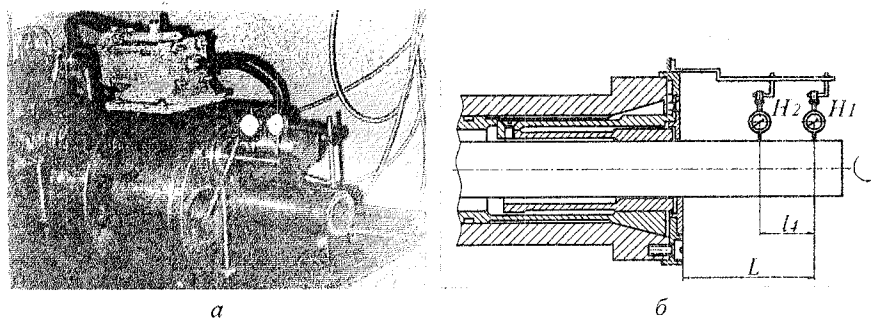


Рис. 4.5. Вид на стенд (а) и схема замера радиальных биений зажатой оправки на двух вылетах (б)

Определяли конусность по формуле
$$K = \frac{I_2 - I_1}{l}$$

где K – конусность, H_1-H_2 – показания индикаторов в миллиметрах, l – база измерений, мм.

Для определения радиальных отжатий оправки под действием радиальной силы P_p (рис. 4.6), в патроне зажимали оправку, шпиндель устанавливали в положение $\alpha_p=60^\circ, 30^\circ, 0^\circ$ (где α_p – угловое положение цапги в патроне относительно прорези).

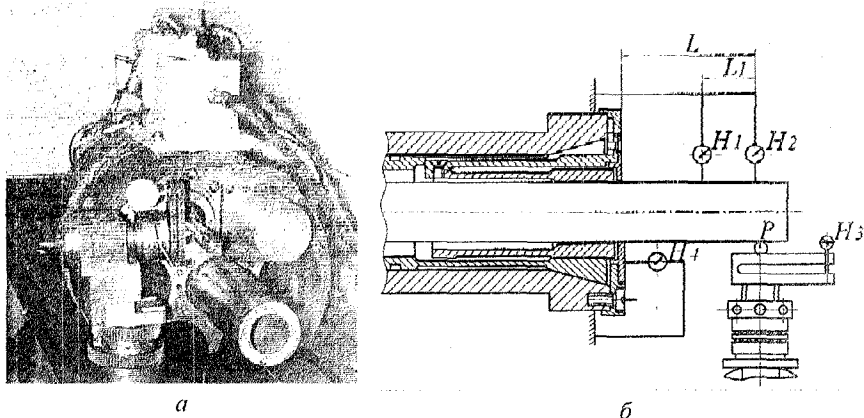


Рис. 4.6. Вид на стенд (а) и схема замера радиальных отжатий зажатой оправки под действием радиальной силы (б)

На опоре закрепляли винтовое нагрузочное устройство для создания силы P_p . К губке зажимной цапги сваркой прикреплен стержень. Индикаторы I_1, I_2, I_3, I_4 крепили к шпиндельному барабану, их измерительные наконечники входили в соприкосновение со стержнем и оправкой, и создавали плавно возрастающую P_p от 0 до 5 кН, которую измеряли камергонным динамометром, и через каждые 0,01 кН P_p записывали показания индикаторов. Замеры проводили трижды и вычисляли среднее арифметическое значение, затем производили разгрузку, повторный зажим-разжим, поворачивали шпиндель на 30° ($\alpha_p=30^\circ$) и повторяли замеры, затем тоже при $\alpha_p=0^\circ$.

4.1.2. Экспериментальные исследования характеристик ШЦП с двойной мультипликацией

Результаты точностных испытаний ШЦП и их обработки приведены в табл. 4.1.

Результаты измерения силы проталкивания $P_{пр}$ прутка, ШЦП при

различных диаметрах d (отклонений Δd) и осевых силах S_z , развиваемых приводом зажима, приведены соответственно на рис. 4.7 – 4.10.

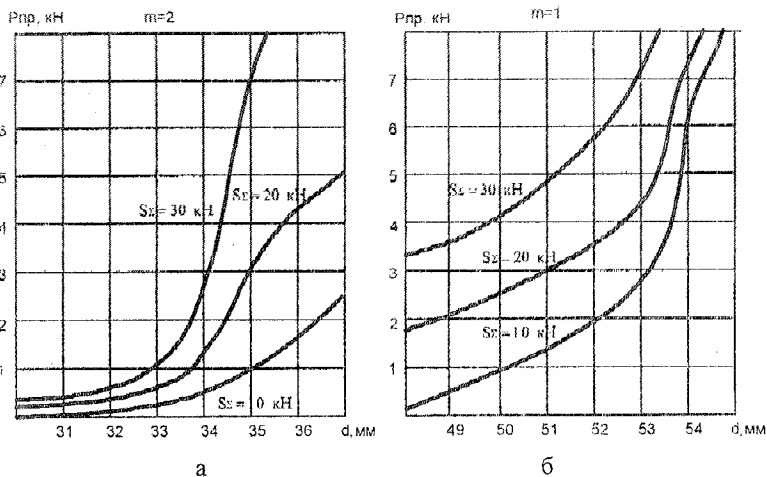


Рис. 4.7. Графики зависимости силы проталкивания $R_{пр}$ от диаметра зажимаемой заготовки в ШЦП с мультипликацией:
 а – двойной ($m=2$); б – одинарной ($m=1$)

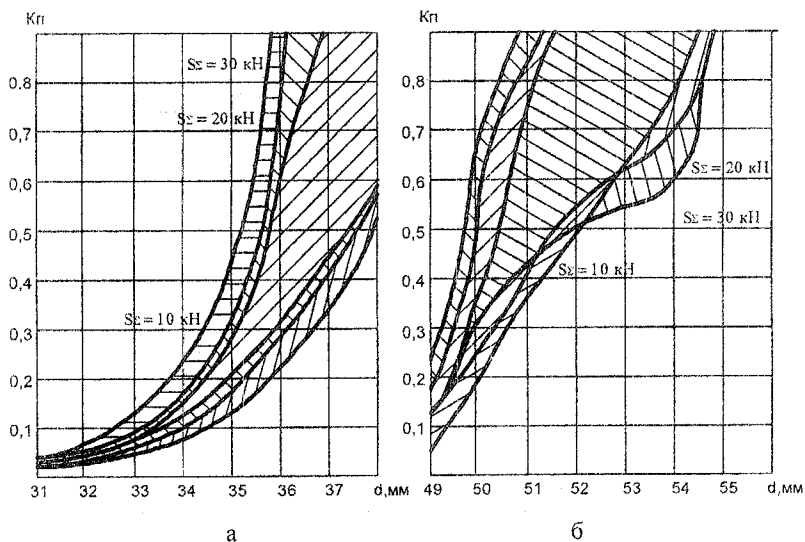


Рис. 4.8. Графики зависимости коэффициента усиления ШЦП от диаметра зажимаемой заготовки с мультипликацией:
 а – при $m=2$; б – при $m=1$

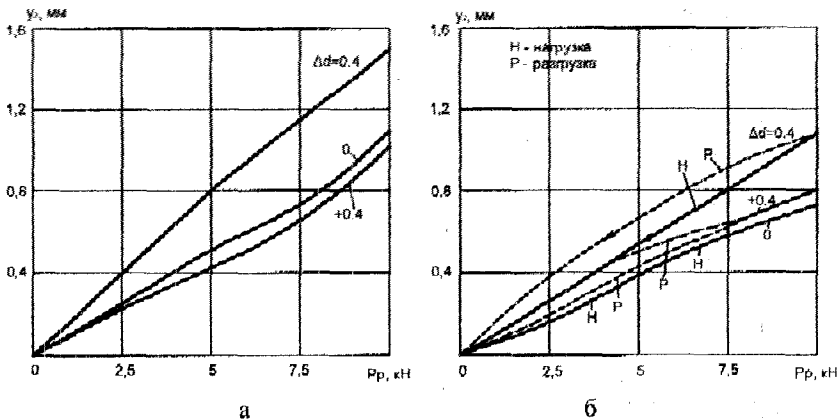


Рис. 4.9. Графики зависимости упругих отжатий оправок, зажатых в ШЦП на вылетах а – 100 мм; б – 50 мм

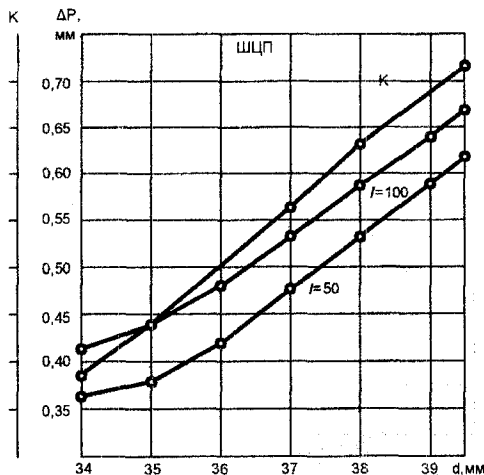


Рис. 4.10. Графики зависимости конусности К и радиального биения Δр оправок, зажатых в ШЦП на вылетах l: 1 – 50 мм; 2 – 100 мм

Среднее значение параметров

$$\bar{x} = y_0 + h \frac{\sum m_i \cdot y_i}{\sum m_i} = 0.499 \text{ мм}$$

Среднее квадратическое отклонение параметров

$$S = h \cdot \sqrt{\frac{\sum m_i (y_i)^2}{\sum m_i} - \frac{\sum m_i y_i^2}{\sum m_i}} = 0.033 \text{ мм}$$

Таблица 4.1. Точностные характеристики ШЦП с двойной мультипликацией

№ измер.	Интервал, мм	Частота, m_i	Интервал, y_i , мм	y_i'	$m_i \cdot y_i'$	$m_i \cdot (y_i')^2$
1	0,009-0,11	3	0,1	+2,5	+7,5	18,75
2	0,11-0,13	9	0,12	+1,5	+13,5	20,25
3	0,13-0,15	2	0,14	+0,5	+1	0,5
4	0,15-0,17	4	0,16	-0,5	-2	1
5	0,17-0,19	9	0,18	-1,5	-13,5	20,25
6	0,19-0,21	3	0,20	-2,5	-7,5	18,75

где $h=0,02$ – шаг интервала разбивки, мм.

При экспериментальных исследованиях использовались цанговые патроны (ШЦП1 с клиньями и ШЦП2 с двухразрезной цангой, ШЦП). Результаты экспериментов приведены на рисунках 4.7-4.10, из которых следует, что для:

	ϵ_{Pn}	ϵ_{Mnp}	ϵ_j
ШЦП1	5	400	0,7
ШЦП2	5,6	250	4,6
ШЦП	1,2	75	5

где ϵ_{Pn} – коэффициент разброса силы проталкивания, ϵ_{Mnp} – коэффициент разброса момента прокручивания, ϵ_j – коэффициент разброса жесткости.

Результаты исследования влияния отклонения диаметра Δd прутка на величину силы проталкивания P_{np} и момента прокручивания M_{np} оправки в ШЦП приведены на рис. 4.8. Таким образом, применение ШЦП целесообразно при зажиме горячекатанного прутка и прутка с отклонениями диаметра $\Delta d=2$ мм. Для достижения требуемых точностных, жесткостных и силовых характеристик ШЦП необходимо при изготовлении выдерживать более жесткие требования к технологическому процессу изготовления.

Разработанные конструкции ШЦП с двойной мультипликацией и неподвижной цилиндрической цангой позволяют: повысить осевую точность обработки прутка с 1,5...2,5 мм до 0,03...0,05 мм, т. е. почти в 30 раз; зажимать горячекатаные прутки и прутки с отклонением диаметров до 3 мм, при этом исследованные конструкции показали стабильную силу проталкивания и момента прокручивания при отклонении диаметра зажима до 1,8...2 мм.

Как показали экспериментальные исследования, ШЦП с одинарной и двойной мультипликацией позволяют надежно зажимать прутки с отклонением диаметра 2-3 мм. Сравнительные испытания этих патронов показали, что коэффициент относительного разброса силы проталкивания составляет для обычной зажимной цанги составляет 2,85, для ШЦП – 2,94. Максимальный разброс величины оттягивания прутка для обычной зажимной цанги составляет 0,9 мм, для ШЦП – 0,6 мм. Максимальный разброс радиального биения составляет 0,1 и 0,45 мм, а коэффициент охвата диаметра – 0,025 и 0,15. Для

повышения осевой точности зажима ШЦП снабжен цилиндрической цангой, неподвижной в осевом направлении и жестко связанной со шпинделем.

Одной из особенностей изготовления ШЦП является разрезка треугольником основной зажимной цанги и дополнительной неподвижной цилиндрической цанги с обеспечением при этом достаточной точности разрезки.

4.2. Исследование широкодиапазонных цанговых патронов с одинарной мультипликацией

4.2.1. Методика и стенд для проведения экспериментальных исследований

Объектами сравнительных исследований является традиционный ЦП (рис.4.11, а, б) и ШЦП с одинарной мультипликацией (рис.4.11, в, г) [2,5,6,7,25].

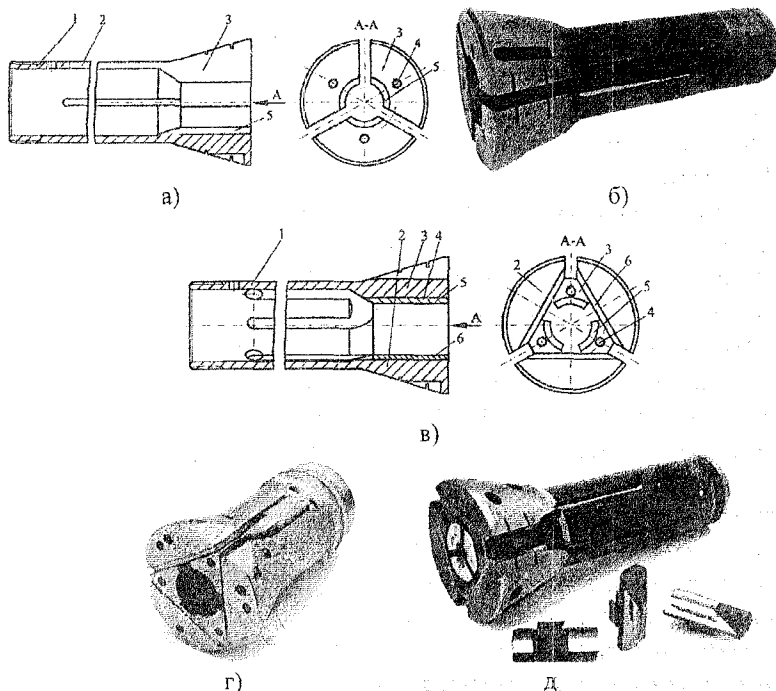


Рис. 4.11. Традиционный (а,б) и широкодиапазонный (в,г,д) цанговые патроны: а, в – продольный разрез, г – общий вид ШЦП применительно к БТА 1Б265-6К; д - общий вид ШЦП применительно к ТРС

Традиционный ЦП содержит корпус 1 с упругими лепестками 2 выполненными как одно целое с губками 3, к которым винтами 4 прикреплены сменные накладки 5. ШЦП содержит корпус 1, основные 2 и дополнительные 3 зажимные элементы К основным зажимным элементам 2 винтами прикреплены пластины 6, сменные накладки 5 прикреплены к дополнительным зажимным элементам 3 винтами 4.

Для проведения экспериментальных исследований в статике использован стенд (рис.4.12), созданный на базе токарно-револьверного станка (ТРВ) мод. 1А340Ц, который содержит шпиндельную бабку 1, установленную на станине 2, внутри которой размещена гидростанция, которая обеспечивает работу механизма зажима. В рабочей зоне размещены нагружающие устройства 5 для исследования силовых характеристик и характеристик жесткости. Исследуемый ШЦП 4 установлен в шпинделе 3.

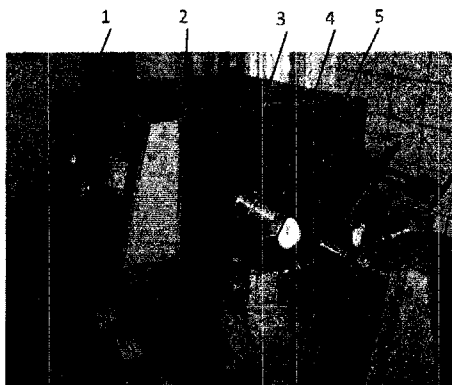


Рис. 4.12. Общий вид стенда для экспериментальных исследований

Осевая сила зажима создается гидроцилиндром зажима ГЦЗ (рис 4.13), поршень которого связан с трубой зажима ТЗ, за счет подачи масла в его правую полость от насоса Н через фильтр, а дальше на распределитель Р1 типа 44ПГ73-11 с электрическим управлением. Установление необходимого рабочего давления в напорной линии проводится ручной регуляцией переливного клапана КП типа Г52-12. Для предотвращения перегрузки в гидроприводе зажима реле давления РД типа ПГ62-11, подключенное к правой полости гидроцилиндра зажима, прекращает подачу напряжения на стенд. Контроль рабочего давления на входе гидроцилиндра, который устанавливается переливным клапаном КП, осуществляется по манометру Мз.

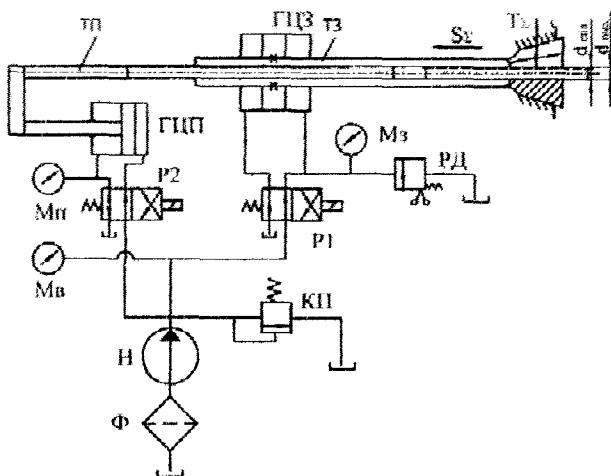


Рис. 4.13. Гидравлическая схема стенда для проведения экспериментальных исследований

Необходима оснастка для проведения измерений [11, 20, 26, 28].

1. Оправки диаметрами 47,0; 48,0; 49,0; 50мм (при рабочем отверстии цанг, ровному 50мм) и оправки 11,0; 12,0; 13,0; 14,0мм (при рабочем отверстии цанг 14мм).
2. Динамометры (камертонного типа для измерения радиальных отжатий оправки, момента прокручивания, осевого смещения и силы проталкивания; цанговый динамометр – для измерения радиальной силы зажима)
3. Нагружающие устройства (для имитации сил резания P_x и P_y)
4. Индикаторы (часового типа с ценой деления 0,01мм и 0,001мм)

Исследования выполнялись при одинаковых условиях для двух случаев:

- а. зажим в традиционном цанговом патроне (ЦП) (рис.4.11 а,б)
- б. зажим в ШЦП (рис. 4.11, в,г)

Схема измерения силы проталкивания закаленных шлифованных оправок из стали 45 показана на рис. 4.14.

Для создания осевой силы используют нагружающее устройство, которое содержит гайку 1 и винт 2, который перемещается в осевом направлении, с размещенным на хвостовой части динамометром сжатия камертонного типа 3. Силу проталкивания $R_{пр}$ определяют по моменту остановки роста показаний индикатора И в динамометре 3 при нагружении оправки 4, закрепленной в ШЦП 5 осевой силой с помощью нагружающего устройства. Измерения силы $R_{пр}$ повторяют 30 раз для всех оправок при давлении в системе 1; 1,5; 2 МПа.

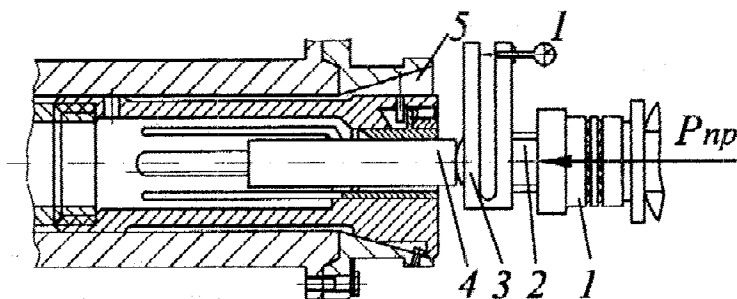


Рис. 4.14. Схема измерения силы проталкивания оправок, зажатых в ШЦП ТРС

Радиальное биение (Δr) – это погрешность установления и закрепления оправки в ШЦП [3, 16, 21].

Для исследования использовались специальные закаленные шлифованные оправки, в которых отклонения от формы составляют не больше 3 мкм. Исследования проводились отдельно при зажиме оправок разного диаметра. Схема измерения радиального биения на двух вылетах представлена на рис 4.15. Измерения радиального биения закрепленной оправки проводились следующим образом: на стойке 1, что крепится к шпиндельной бабке устанавливают индикаторы 2 и 3, разместив измерительные наконечники радиально по отношению к зажатой оправке 4. Индикатор 2 (Δr_1) размещен на меньшем вылете от переднего конца шпинделя l_1 (55мм), индикатор 3 (Δr_2) – на большем расстоянии l_2 (105мм) от торца патрона или шпинделя. После каждого зажима оправки определялись каждым индикатором радиальное биение с объемом выборки 25-30 замерений для статистической обработки и записывались в таблице. Измерения проводили при давлении в системе 1; 1,5; 2 МПа.

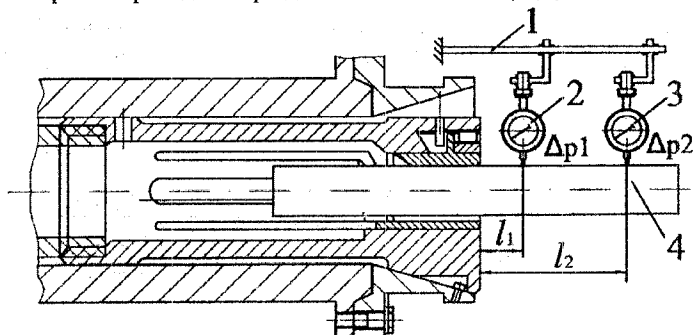


Рис. 4.15. Схема замера радиальных биений оправок на двух вылетах, зажатых в ШЦП ТРС

Схема измерения осевого смещения $\Delta_{\text{ос}}$ [20, 25] оправки при зажиме приведена на рис. 4.16.

Измерения проводили отдельно при зажиме оправок разного диаметра и при разном давлении в системе ($p=1; 1,5; 2$ МПа). Индикатор 4 на стойке 1 закреплен так, чтобы его измерительный наконечник совпадал с осью оправки 5. После зажима оправки вводили измерительный наконечник в контакт с торцом оправки. Индикатор 3 устанавливали аналогично для измерения осевого смещения переднего торца цанги 2. Проводили зажим-разжим оправки, фиксируя показания индикаторов. Измерения проводились 30 раз.

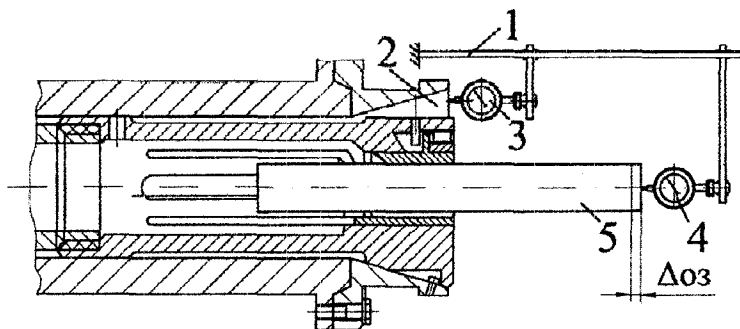


Рис. 4.16. Схема измерения осевого смещения ШЦП и оправки при зажиме

Схема измерения момента прокручивания $M_{\text{пр}}$ оправки, закрепленной в ШЦП, приведена на рис 4.17.

После установки в отверстие цанги 3 цилиндрической оправки 4 с шестигранным концом, проводится ее зажим. Динамометрический ключ 2 с индикатором 1 надевался на шестигранный конец оправки 4, и шпindel застопоривался от проворачивания. Усилие прикладывалось рукой к динамометрической рукоятке 2 и соответствовало моменту прокручивания

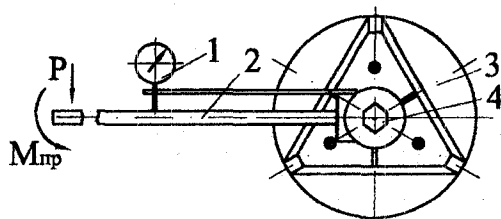


Рис. 4.17. Схема измерения момента прокручивания зажатой оправки

оправки 4 в цанге 3 при срыве и движении. Показания индикатора 1 в момент срыва и движения фиксировались. По тарировочному графику динамометрической рукоятки определялся момент прокручивания $M_{пр}$. Измерение проводили для всех оправок по 30 раз при давлении в гидроцилиндре 1; 1,5; 2 МПа.

Схема измерения суммарной радиальной силы зажима представлена на рис. 4.18. Измерение проводили цанговым динамометром 2 [7]. После установления в рабочее отверстие цанги 1 цангового динамометра 2 с индикатором 3, проводился зажим, при этом показания индикатора 3 фиксировались. Измерения проводились для всех оправок по 30 раз, изменяя при этом накладки на динамометре соответственно для разных диаметров оправок. Давление в гидроцилиндре устанавливалось 1; 1,5; 2 МПа. По показаниям индикатора и тарировочному графику определялась сила зажима. Осевая сила затягивания цанги определялась по формуле $S_{\Sigma} = F_{ч} \cdot p \cdot \eta$ кг ($F_{ч}$ - площадь поршня силового цилиндра в полости зажима; p - давление в системе; η - К.К.Д., равный 0,9). Расчет коэффициента усиления проводился по формуле $k_n = \frac{T_{\Sigma}}{S_{\Sigma}}$ (T_{Σ} - суммарная радиальная сила зажима).

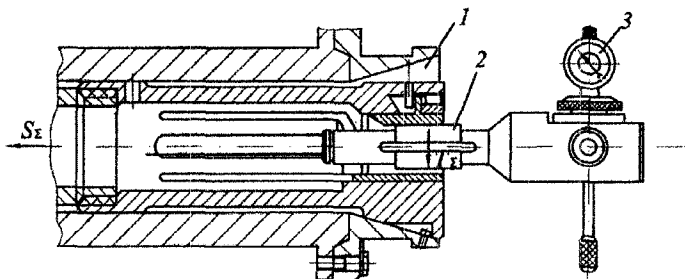


Рис. 4.18. Схема измерения радиальной силы зажима цанговым динамометром

При измерении радиальных отжатий оправки относительно шпинделя проводились два вида измерений при нагружении оправки:

- одностороннем, согласно разработанного плана эксперимента для более точного исследования влияния некоторых факторов на жесткость системы.
- двухстороннем, для определения зоны нечувствительности и демпфирующих свойств системы.

Для измерения жесткости зажима при двухсторонней нагрузке использовалась специальная установка (рис 4.19). На кронштейне 1 по обе

стороны шпинделя размещено винтовые нагружающие устройства 2 и 8 с камертонными динамометрами 3 и 7. Угол нагрузки α_p , что определяет положение прорезей цанги 4 относительно линии действия радиальной силы P_r изменяем поворотом оправки 5. Отжатие оправки относительно шпинделя измерялось индикатором 6 на вылете 100 мм от торца.

Сила $+P_p$ прикладывается ступенчато от 0 к 5кН через 0,5кН в каждом из трех угловых положений, которые отвечают размещению силы $+P_p$ против прорезей цанги (основной) ($\alpha_p=60^\circ$), против середины губки цанги ($\alpha_p=0^\circ$) и промежуточном положении ($\alpha_p=30^\circ$). Регистрировали показания индикатора 6.

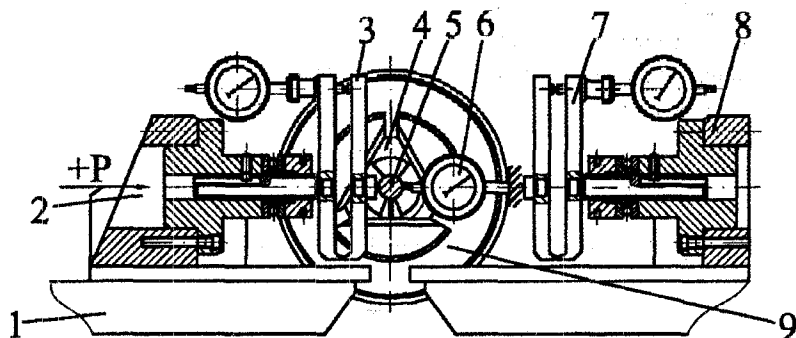


Рис. 4.19. Схема измерений радиальных отжатий оправки относительно шпинделя при нагружении в разные стороны

Нагрузки создавали нагружающим устройством 2 через динамометр 3. Сняв нагрузку $+P_p$, система нагружалась силой $-P_p$ в обратном направлении устройством 8 через динамометр 7 до 5кН с интервалом 0,5кН. Далее нагрузка ступенчато снималась и еще раз нагружали до $+P_p$ равное 5кН. Измерения проводили при давлении в гидроцилиндре 1; 1,5; 2 МПа.

При односторонней нагрузке оправки измерения проводили в следующей последовательности. Зажимали оправку в цанге. Проводили несколько пробных нагружений оправки силой 5кН до стабилизации отжатий при одинаковых силах (нагружали устройством 2 через динамометр 3). Далее согласно плана эксперимента проводили измерение при заданных величинах переменных факторов (диаметр, давление, угол поворота цанги, нагрузки). Записывали показания индикатора 6.

Методика экспериментального исследования жесткости отдельных губок в рабочем состоянии включает комплекс стандартных измерений жесткости

цангового механизма для 3-х положений, по схеме, изображенной на рис. 4.19, а размещение индикаторов показано на рис. 4.20.

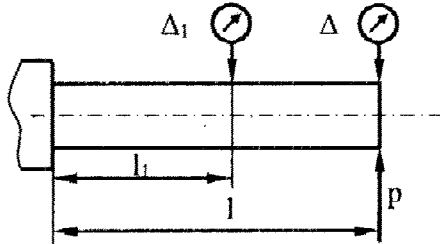


Рис. 4.20. Схема размещения индикаторов при измерении жесткости отдельных губок цанги

$$\Delta = \delta_x + \delta_\beta + \delta_{on}$$

$$\Delta_1 = \delta_x + \delta_{\beta 1} + \delta_{on1}$$

Схема определения упругих отжатий представлена на рис. 4.21.

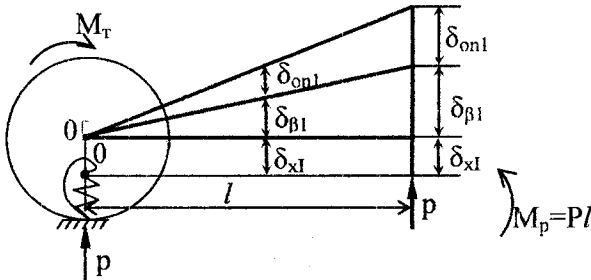


Рис. 4.21. Схема приведения системы патрон-деталь к упруго-фрикционному шарниру при определении жесткости отдельных губок

1) Определение составляющих δ_{on} ; δ_{on1} ; $\delta_{on} = \frac{Pl^3}{3EI}$; $\delta_{on1} = \frac{Pl_1^2(3l-l_1)}{6EI}$.

Составляющие перемещений определялись по схеме (рис. 4.22).

$$\delta_{on} = \frac{l}{EI} S \cdot \omega = \frac{l}{EI} \cdot \frac{1}{2} P \cdot l \cdot \frac{2}{3} l = \frac{Pl^3}{3EI},$$

где $I = \frac{\pi d^4}{64}$ - момент инерции оправки; d - диаметр оправки

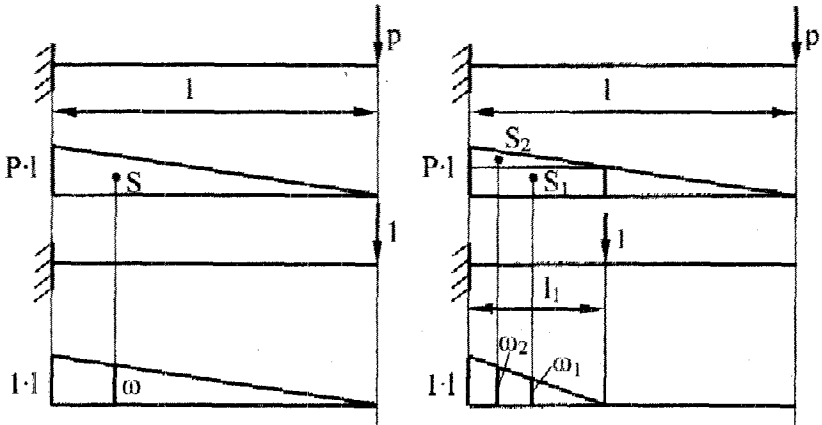


Рис. 4.22. Определение перемещений по методу Верещагина

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{он}} &= \frac{1}{EI} (S_1 \omega_1 + S_2 \omega_2) = \frac{1}{EI} \left(P(1-l_1) \cdot l_1 \cdot \frac{1}{2} l_1 + \frac{1}{2} P \cdot l_1 \cdot l_1 \cdot \frac{2}{3} l_1 \right) = \\ &= \frac{Pl_1^2}{6EI} (3l - 3l_1 + 2l_1) = \frac{Pl_1^2(3l - l_1)}{6EI} \end{aligned}$$

3) Определение угловых перемещений (рис. 4.23)

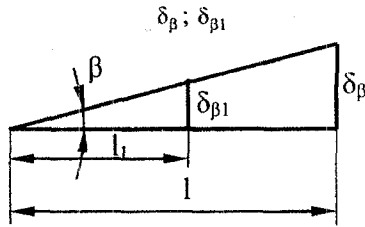


Рис. 4.23. Схема определения угловых перемещений

Из подобия треугольников $\frac{\delta_{\beta}}{\delta_{\beta 1}} = \frac{l}{l_1}$, тогда

$$\delta_{\beta 1} = \delta_{\beta} \cdot \frac{l_1}{l} \quad (4.1)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\delta_{\beta} - \delta_{\beta 1}}{l - l_1};$$

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{\delta_{\beta} - \delta_{\beta 1}}{l - l_1} \quad (4.2)$$

По результатам измерений имеем:

$$\begin{cases} \Delta = \delta_x + \delta_{on} + \delta_\beta \\ \Delta_1 = \delta_x + \delta_{on1} + \delta_\beta \cdot \frac{l}{l_1} \end{cases}$$

$$\Delta - \Delta_1 = (\delta_{on} - \delta_{on1}) + \left(\delta_\beta - \delta_\beta \cdot \frac{l_1}{l} \right),$$

то есть

$$\delta_\beta = \frac{(\Delta - \delta_{on}) - (\Delta_1 - \delta_{on1})}{1 - \frac{l_1}{l}} = \frac{[(\Delta - \delta_{on}) - (\Delta_1 - \delta_{on1})] \cdot l}{l - l_1} \quad (4.3)$$

$$\delta_x = \Delta - \delta_{on} - \delta_\beta \quad (4.4)$$

Из уравнений (4.1-4.4) определяются составляющие δ_x , δ_β , необходимые для определения жесткостей губок

3) Рассчитывается значение жесткостей для разных величин нагрузок

По зависимостям $\delta_x = C_x \cdot P_x = \frac{k_y}{k_x \cdot k_y - k_{xy}^2} \cdot P_x$ и

$\beta = C_{ny} \cdot M_y = \frac{k_{nx}}{k_{nx} \cdot k_{ny} - k_{nxy}^2} \cdot M_y$ рассчитываются смещения по углу поворота

($\varphi_i = \text{var}$, $k_x = \sum_{i=1}^n k_{ri} \cos^2 \varphi_i$, $k_y = \sum_{i=1}^n k_{ri} \sin^2 \varphi_i$, $k_{xy} = \sum_{i=1}^n k_{ri} \sin \varphi_i \cdot \cos \varphi_i$,

$k_{nx} = \sum_{i=1}^n k_{ni} \cos^2 \varphi_i$, $k_{ny} = \sum_{i=1}^n k_{ni} \sin^2 \varphi_i$, $k_{nxy} = \sum_{i=1}^n k_{ni} \sin \varphi_i \cdot \cos \varphi_i$) для одинаковых значений P .

4) Проводится экспериментальное измерение жесткости по углу поворота и результаты сравниваются с теоретическими

Экспериментальные исследования динамических характеристик процесса демпфирования проводятся в следующей последовательности [3,4,8,9,11,12,17, 19]:

- определение частот свободных колебаний оправки;
- определение логарифмических декрементов колебаний оправки

зажатой в цанговом патроне.

При определении собственных частот колебаний оправки 1 (рис. 4.24) зажатой в цанге 2 измерения выполняют датчиком виброускорения 3 в плоскости перпендикулярной направляющим станины параллельно направлению P_y силы резания. Импульсное влияние на объект измерения осуществляется нагрузкой единичным ступенчатым влиянием, которое задается разрушением провода 4, предварительно нагруженного усилием P_0 , которое контролируется динамометром 5 и одновременно записывались свободные

затухающие колебания в направлении оси w . Акселерометр устанавливается с помощью постоянных магнитов на поверхности оправки, как это показано на рис. 4.24.

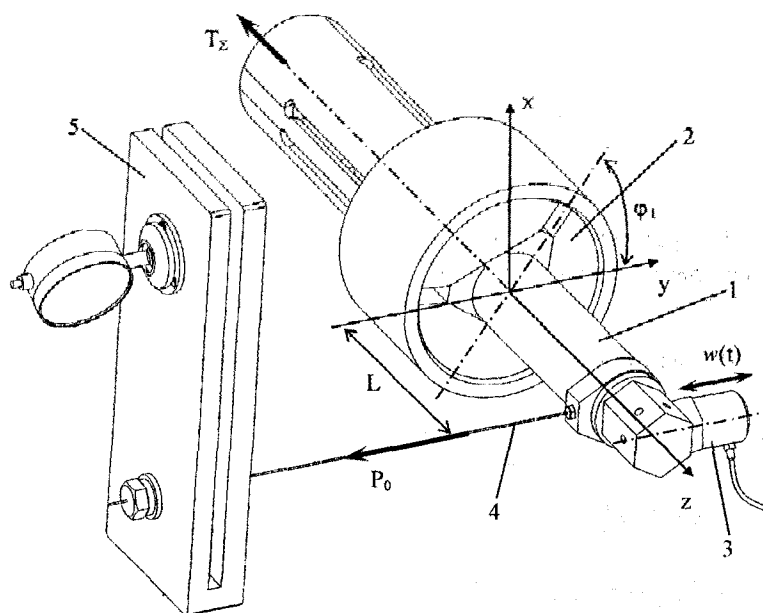


Рис. 4.24. Схема измерений динамической характеристики процесса деформирования

Для регистрации и анализа вибраций использовалась аппаратура в составе четырехканального измерительного магнитофона мод. 7005, усилителей заряда мод. 2635, пьезоэлектрического акселерометра типа Д14 и Д13, частотного анализатора мод. 2033, одноканального самописца уровня мод. 2307. Анализ относительных колебаний оправки и измерение вибрации, уровней звука, звуковой мощности и звукового давления проводится с помощью измерителя шумов вибрации мод. ВШВ-1, зав. №3968.

При исследовании вынужденных колебаний за управляемые параметры принимаются вылет оправки L , угол поворота губок цанги относительно плоскости приложения составляющей P_y силы резания и усилия φ_1 , что развивает гидроцилиндр зажима TU .

Как пример результата измерение является часовая диаграмма колебаний (переходный процесс) представленный на рис. 4.25.

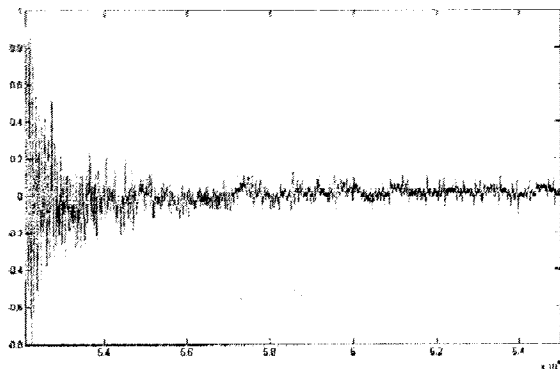


Рис. 4.25. Часовая диаграмма угловых колебаний оправки нормируется к максимальной амплитуде

Спектральная и частотная функции полученного сигнала представлены на рис. 4.26, а, б.

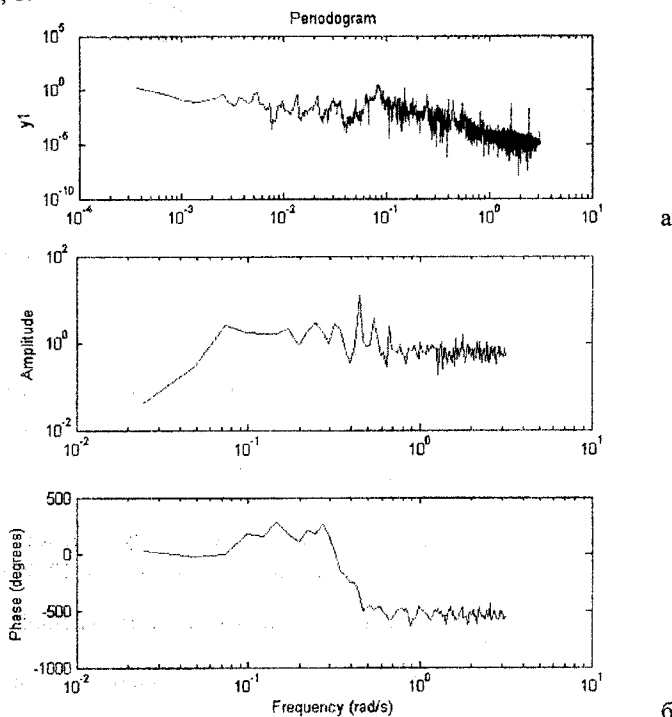


Рис. 4.26. Частотный спектр полученного сигнала (а) и частотная функция в виде амплитудной и фазовой составляющих сигнала (б)

Последующая обработка полученных экспериментальных кривых осуществляется по следующему алгоритму [2, 3, 21]:

Длительность i -го цикла колебаний определяется выражением

$$T_i = \int_{A_{i-1}}^{A_{i-1}/2} \frac{dq}{\dot{q}(q)} + \int_{A_{i-1}/2}^{A_i} \frac{dq}{\dot{q}(q)} \quad (4.5)$$

в котором A_{i-1} , $A_{i-1/2}$

$$T_i \approx \frac{\pi}{2} \left(\frac{A_{i-1} - A_{i-1/2}}{v_{\max}^*} + \frac{A_{i-1/2} - A_i}{v_{\max}^{**}} \right) \quad (4.6)$$

где v_{\max}^* и v_{\max}^{**} - больше всего по абсолютной величине значения скорости в первой и второй половине рассматриваемого цикла.

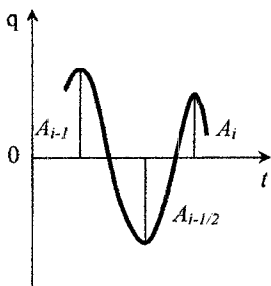


Рис. 4.27. Схема определения величины колебаний

При относительно малых силах сопротивления и медленном затухании колебаний, когда изменение полуразмаха за один цикл колебаний ДА имело по сравнению с самим полуразмахом A , колебательный процесс можно приближенно описать выражением

$$q = A(t) \cos(\omega_0 t + \alpha), \quad (4.7)$$

в котором ниспадающая функция $A(t)$ отвечает кривой, которая проходит через точки максимумов функции $q=q(t)$;

$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{a}}$ - собственная частота консервативной системы; c - коэффициент жесткости; a - инерционный коэффициент.

Декремент колебаний - это отношение двух последовательных позитивных полуразмахов A_{i-1}/A_i , тогда логарифм этого отношения будет логарифмическим декрементом: $\delta = \ln \frac{A_{i-1}}{A_i} \approx \frac{\Delta A_i}{A_i}$.

Логарифмический декремент зависит от полуразмахов и потому изменяется в процессе свободных затухающих колебаний [16, 17, 21].

По неизменности экспериментально полученных отношений $\frac{A_{i-1}}{A_i}$ можно судить, насколько действующие в системе силы сопротивления допустимо считать линейными. Если отношение $\frac{A_{i-1}}{A_i}$ изменяется от цикла к циклу, то

силы сопротивления нельзя считать линейными. Последующая обработка экспериментальных результатов позволяет подобрать подходящие аналитические выражения для силовой характеристики, например, в виде зависимости:

$$F_1(\dot{q}) = b|\dot{q}|^{n-1}\dot{q} \quad (4.8)$$

или в виде полинома

$$F_1(\dot{q}) = b_0 \frac{\dot{q}}{|\dot{q}|} + b_1 \dot{q} + b_2 |\dot{q}|\dot{q} + \dots \quad (4.9)$$

где $b, b_0, b_1, b_2 \dots$ – постоянные.

При анализе вынужденных колебаний удобно заменить нелинейную характеристику сопротивления $F_1(\dot{q})$ эквивалентной линейной $b_1^* \dot{q}$. Коэффициент b_1^* зависит от полуразмахов колебаний и может быть определен из условия энергетической эквивалентности

$$b_1^* = \frac{\left[\int_0^{2\pi} F_1(A\omega_0 \sin \psi) \sin \psi d\psi \right]}{(\pi A \omega_0)}$$

4.2.2. Экспериментальные исследования в статике

Согласно методике (п.4.2.1) и схеме (рис. 4.28) проводились измерения силы проталкивания зажатой оправки в ШЦП и традиционном ЦП.

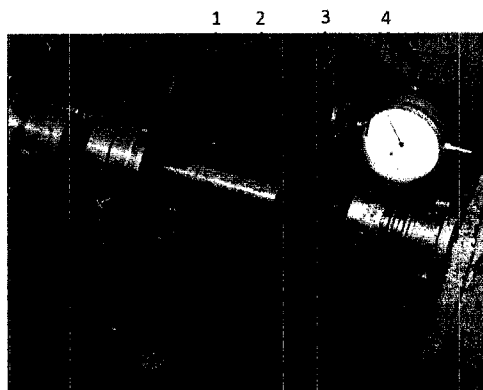


Рис 4.28. Схема измерений силы проталкивания: 1 – ШЦП, 2 – оправка, 3 – динамометр, 4 – индикатор

После предыдущей обработки результатов параллельных опытов на ПЭОМ по полученным значениям построены сравнительные зависимости (рис 4.29)

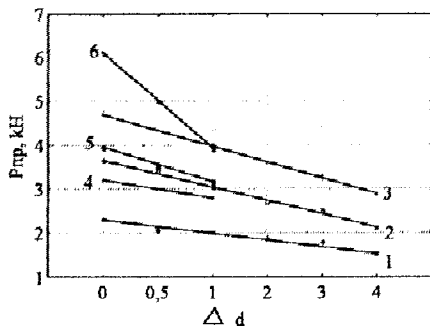


Рис 4.29. Графики сравнения силы проталкивания традиционного ЦП и ШЦП в зависимости от отклонения диаметра Δd : 1, 4 – соответственно ШЦП и традиционный ЦП при давлении масла в гидроприводе зажима 1 МПа, 2, 5 – ШЦП и традиционный ЦП при давлении масла 1.5 МПа, 3, 6 – ШЦП и традиционный ЦП при давлении масла 2 МПа

Анализ результатов исследования показал, что на силу проталкивания влияет, в первую очередь, состояние поверхности губок, которое характеризуется коэффициентом трения между поверхностью губок и прутиком. При этом должно выполняться условие $P_{np} \leq P_x (Po)$. Для ШЦП с одинарной мультипликацией, так как и для традиционного ЦП, при увеличении диаметра сила проталкивания уменьшается. При увеличении давления в гидросистеме (осевой силы зажима) соответственно растет сила проталкивания прутка с 2,2кН до 4,8кН (P изменяется от 1 до 2 МПа). Значительное влияние на силу проталкивания имеют форма, размеры и направление насечек на губке цанги. Для стабилизации силы проталкивания при увеличении диаметра зажимаемых заготовок необходимо провести ряд мероприятий конструкторско-технологического характера для поиска новых конструкций цанговых патронов.

В результате измерений согласно методике, описанной в п.4.2.1 и схеме (рис. 4.30), получены экспериментальные данные величины радиального биения в двух сечениях при закреплении заготовок в ШЦП и традиционном ЦП.

По результатам данных была вычислена конусность, как разность между величиной показаний индикатора в двух сечениях, разделенную на расстояние между ними:

$$K = \frac{\Delta r_2 - \Delta r_1}{l}$$

K - конусность, Δr_1 , Δr_2 - соответственно радиальные биения на малом и большом вылетах.

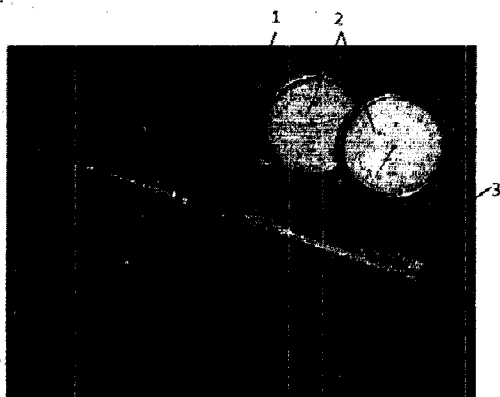


Рис. 4.30. Схема измерения радиального биения зажатой оправки: 1 - ШЦП, 2 - индикаторы, 3 - оправка

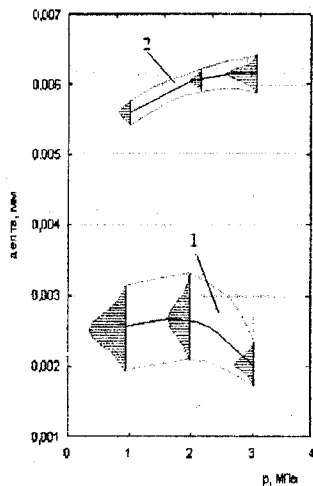


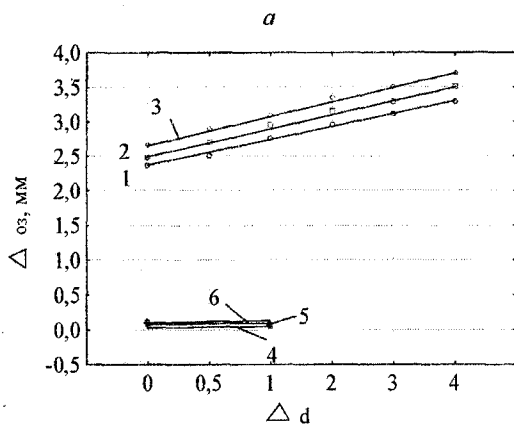
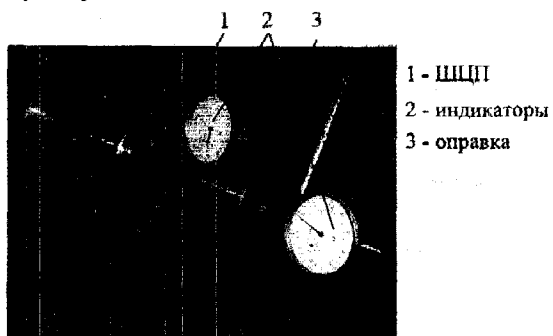
Рис. 4.31. Разброс характеристик радиального биения и его зависимость от давления масла в гидроцилиндре: 1 - традиционный ЦП; 2 - ШЦП

Радиальное биение при изменении диаметра зажимаемой оправки ($\Delta d = 4$) увеличивается приблизительно на 20%, но при этом сохраняется стабильность силовых характеристик при увеличении осевой силы зажима (давлении масла в гидросистеме).

Для определения характеристик точности цапговых патронов проводили измерения величины осевого смещения зажатой оправки (рис 4.32, а).

По результатам эксперимента построена зависимость (рис 4.32, б) осевого смещения от отклонения диаметра зажатой оправки при разном давлении масла в гидроприводе зажима.

Из зависимостей следует, что при увеличении давления в гидросистеме и отклонении зажимаемого диаметра проходит значительный рост осевого оттягивания прутика, и учитывая конструкцию ШЦП, оно значительно больше чем традиционного ЦП, что является недостатком, но при этом сохраняется стабильность характеристик.



б

Рис 4.32. Схема (а) и результаты (б) измерения осевого смещения оправок с различными отклонениями диаметра Δd при зажиме в патронах: 1, 4 – соответственно ШЦП и традиционный ЦП при давлении масла в гидроприводе зажима 1 МПа, 2, 5 – ШЦП и традиционный ЦП при давлении масла 1,5 МПа, 3, 6 – ШЦП и традиционный ЦП при давлении 2 МПа

Согласно приведенной схеме эксперимента (рис 4.33, а) проводилось измерение момента прокручивания. Зависимости момента прокручивания от давления для ШЦП и традиционных цанги приведены на рис 4.33, б, а разброс его характеристик для ШЦП – на рис. 4.34. Из данных графиков видно, что с увеличением диаметра зажимаемой заготовки происходит падение момента прокручивания. Это может привести к проворачиванию заготовки в ШЦП под действием силы резания (P_2).

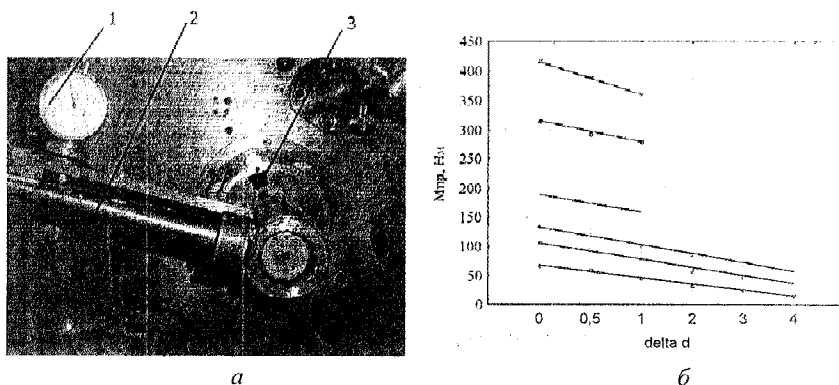


Рис 4.33. Схема (а) и результаты (б) измерения момента прокручивания оправок с различными отклонениями диаметра Δd при зажиме в патронах: 1 – индикатор, 2 – динамометрическая рукоятка, 3 – ШЦП; 1, 4 – соответственно ШЦП и традиционный ЦП при давлении масла в гидроприводе зажима 1 МПа, 5 – ШЦП и традиционный ЦП при давлении масла в гидроприводе зажима 1.5 МПа, 3, 6 – ШЦП и традиционный ЦП при давлении масла в гидроприводе зажима 2 МПа

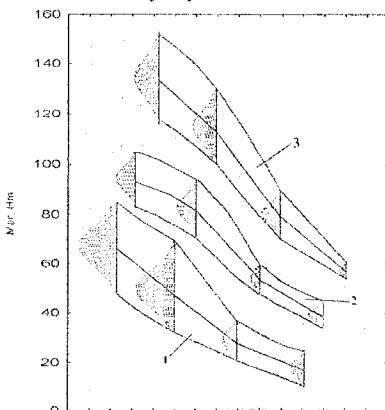


Рис 4.34. Разброс характеристик момента прокручивания для ШЦП и его зависимость от давления масла в гидроцилиндре: 1 – 1МПа; 2 – 1,5МПа; 3 – 2 МПа

С помощью цапгового динамометра проводилось измерение радиальной силы зажима в ШЦП. Полученные результаты (рис.4.35) показывают, что с увеличением давления масла в гидросистеме радиальная сила зажима возрастает, что подтверждает теоретические исследования взаимосвязи между радиальной и осевой силами зажима.

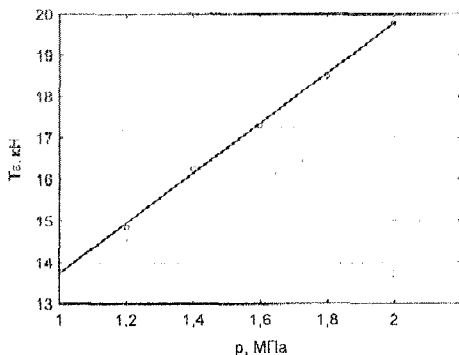


Рис 4.35. Зависимость радиальной силы зажима от давления масла в гидроцилиндре для ШЦП ($d = 50$ мм)

Измерение радиальных отжатий системы шпindelь – ШЦП – оправка проводилось согласно методики, приведенной в п.4.2.1 с использованием специального нагрузочного устройства и индикаторов, которые фиксировали смещение оси оправки и корпуса ШЦП (рис 4.36). Показания индикаторов регистрировались при нагрузке и разгрузке системы [22].

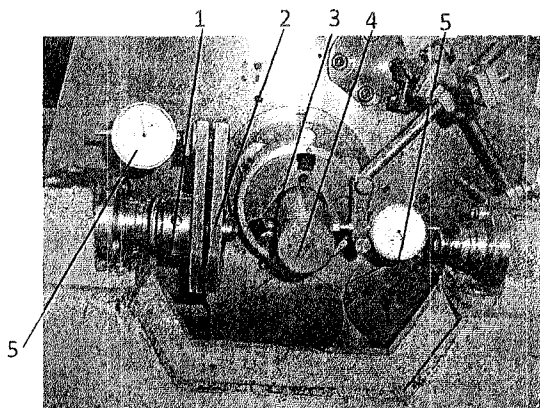


Рис 4.36. Схема измерений радиальных отжатий оправки относительно шпинделя: 1 – специальное нагрузочное устройство; 2 – динамометр камертонного типа; 3 – ШЦП; 4 – оправка; 5 – индикаторы

Согласно методике проводились два вида исследования радиальных отжятий оправки относительно шпинделя.

При двухсторонней нагрузке оправки для определения зоны нечувствительности и демпфирующих свойств системы проводили исследование для традиционного ЦП и ШЦП.

На основании результатов измерения при нагрузке заготовки из двух сторон силами $+P_p$ и $-P_p$ были построены диаграммы отжятий в виде петли гистерезиса. Пример такой диаграммы представлен на рис 4.37.

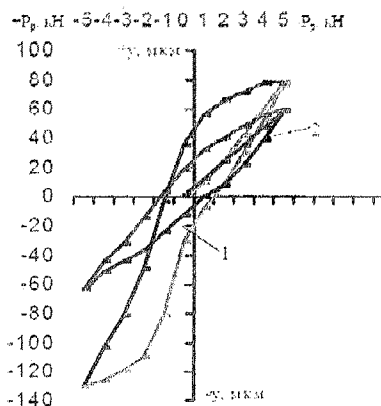


Рис 4.27. Диаграммы радиальных отжятий оправки, зажатой в ШЦП (1) и в традиционном ЦП (2) при давлении в гидроприводе 2 МПа и угловом положении цапги $\alpha_p=0^\circ$

Учитывая, что площадь эпюры отжятий (петли гистерезиса) $y = f(P)_p$, численно равная работе, которая тратится на упруго пластичные деформации цапгового патрона, можно принять работу деформации A_n в качестве критерия определения качества зажима прутка. Также можно определить минимальный коэффициент демпфирования, по величине которого можно судить об упруго демпфирующих свойства патрона [9, 10, 14, 22].

Коэффициент демпфирования равен:

$$\xi = \frac{A_n}{A_p} = \frac{(A_n - A_p)}{A_n}, \quad (4.10)$$

где A_n A_p - работа при нагрузке силой P_p и разгрузке заготовки.

С помощью пакета программ Mathcad Professional были вычислены площади гистерезисов и, соответственно, коэффициенты демпфирования.

Величины коэффициентов демпфирования ШЦП и традиционного ЦП при разных вариантах нагрузки и диаметре зажатой заготовки 50 мм табл. 4.2.

Таблица 4.2. Величина коэффициентов демпфирования системы патрон-деталь с ШЦП и стандартной цангой

Условия нагрузки		ξ	
p , МПа	α , °	ШЦП	стандартная цанга
1	0	0,585	0,499
1,5	0	0,794	0,492
2	0	0,865	0,412
1	30	0,606	0,486
1,5	30	0,875	0,428
2	30	1,159	0,351
1	60	0,904	0,457
1,5	60	0,799	0,235
2	60	0,904	0,229

Проанализировав рис 4.37 и табл.4.2 можно сделать вывод, что жесткость системы патрон-деталь (П-Д) со стандартной цангой больше, чем с ШЦП, так как величина радиальных отжатий при одинаковых величинах нагрузок меньше, чем ШЦП. Но, вместе с тем, величина коэффициента демпфирования почти вдвое больше для ШЦП, чем для стандартной цанги, что свидетельствует о высоких демпфирующих свойствах ШЦП за счет наличия дополнительных стыков (промежуточных зажимных элементов и пластин) в замкнутом силовом контуре.

4.2.3. Многофакторное планирование эксперимента

При одностороннем нагрузке оправки было проведено факторное планирование эксперимента [17, 21]. Для получения математической модели упругих отжатий (жесткости) системы П-Д был разработан полный четырехфакторный план эксперимента и согласно этого плана были проведены значительно меньшее количество измерений, которые позволили полно и качественно выполнить регрессионный анализ отжатий (жесткости) от нескольких факторов в n -мерном пространстве.

При планировании и проведении эксперимента, на основе намерения величины упругих отжатий и построения диаграмм $y - P$ определяли величину радиальной жесткости:

$$J_p = \frac{\Delta P}{\Delta y},$$

где ΔP – прирост нагрузки; Δy – прирост радиальных отжатий.

Выбор уровней и интервалов варьирования факторов

Факторы, которые влияют на упругие отклонения оправки, зажатой в ШЦП (жесткость), повинны отвечать таким требованиям как управляемость, однозначность, совместимость между собой, возможность задания с достаточной для количественного анализа точностью. Было определено, что основными факторами является: диаметр обрабатываемой заготовки (\bar{X}_1); давление в гидросистеме (\bar{X}_2); угловое положение цапги (\bar{X}_3); величина нагрузки (\bar{X}_4). Данные факторы отвечают требованиям, которые представлены выше.

Выбранные уровни и интервалы варьирования представлены у табл. 4.3.

Таблица 4.3. Уровни факторов и интервалы варьирования

№ п/п	Факторы	Уровни факторов			Интервал варьирования
		нижний -1	основной 0	верхний +1	
1	диаметр обрабатываемой заготовки, мм (\bar{X}_1)	47	48,5	50	1,5
2	давление в гидро-системе, МПа (\bar{X}_2);	1	1,5	2	0,5
3	угловое положение цапги, град. (\bar{X}_3)	0	30	60	30
4	величина нагрузки, кН (\bar{X}_4)	1	3	5	2

Выбор модели аппроксимации функции исходных параметров

В качестве модели для аппроксимации результатов эксперимента принят полином второго порядка [17], так как анализ однофакторных зависимостей показал, что они имеют нелинейный характер:

$$\bar{J} = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i \bar{X}_i + \sum_{i,j=1}^n b_{ij} \bar{X}_i \bar{X}_j + \sum_{i=1}^n b_{ii} \bar{X}_i^2 \quad (4.11)$$

где \bar{J} - исходный параметр (жесткость);

\bar{X}_i, \bar{X}_j - управляемые факторы, которые влияют на отзыв системы;

b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} - коэффициенты уравнения регрессии.

Выбор плана проведения эксперимента

Модели аппроксимации в виде полинома второй степени отвечают планы второго порядка, которые базируются на шаговом эксперименте. В данном случае, мы используем ротatableльный центрально-композиционный план, относящийся к центральным композиционным планам, где к ядру, которое

представляет собой полный или дробный факторный эксперимент $N_{\phi} = 2^n$, добавляются центральные (нулевые) точки N_0 и звездные точки $N_{\alpha} = 2m$.

Преимуществами ротатабельного центрально-композиционного плана является предвидение значения исходной величины с одинаковой точностью во всех направлениях на одинаковом расстоянии от центра плана. При этом точки плана располагаются на трех сферах: центральные точки, точки куба и звездные точки.

Для четырехфакторной задачи матрица планирования эксперимента приведена в табл. 4.4.

Таблица 4.4. Матрица планирования эксперимента

Группы точек	q	X0	X1	X2	X3	X4	X12	X22	X32	X42	X1X2	X1X3	X1X4	X2X3	X2X4	X3X4
		N_{ϕ}	1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1
	2	+1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1
	3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1
	4	+1	+1	+1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1
	5	+1	-1	-1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1
	6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1
	7	+1	-1	+1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1
	8	+1	+1	+1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1
	9	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1
	10	+1	+1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1
	11	+1	-1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1
	12	+1	+1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1
	13	+1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1
	14	+1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1
	15	+1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1
	16	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1
N_{α}	17	+1	-2	0	0	0	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	18	+1	+2	0	0	0	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	19	+1	0	-2	0	0	0	4	0	0	0	0	0	0	0	0
	20	+1	0	+2	0	0	0	4	0	0	0	0	0	0	0	0
	21	+1	0	0	-2	0	0	0	4	0	0	0	0	0	0	0
	22	+1	0	0	+2	0	0	0	4	0	0	0	0	0	0	0
	23	+1	0	0	0	-2	0	0	0	4	0	0	0	0	0	0
	24	+1	0	0	0	+2	0	0	0	4	0	0	0	0	0	0
N_0	25	+1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	26	+1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Реализация плана проведения эксперимента

Реализация плана эксперимента проводилась на том же стенде, что и все другие экспериментальные исследования согласно указанной выше методики с применением специального нагружающего устройства. Нажав оправку в цанге, проводим несколько пробных нагрузок оправки силой 5кН для стабилизации отжатый при одинаковых силах. Далее согласно плану эксперимента проводим измерение при заданных величинах переменных факторов (диаметр, давление, угол поворота цанги, нагрузки). Показания индикатора δ фиксировались в таблицах.

На основе полученных величин радиальных отжатий оправки согласно плану эксперимента, определяем величины жесткости, которые являются точками отзыва системы на действие каждого отдельного соединения факторов, последующий анализ которых проводился на ЭВМ.

Анализ результатов эксперимента на ЭВМ, проведенных по заданному плану

Анализ результатов осуществлялся на ЭВМ с помощью пакета прикладных программ Statistica. Запуск рототабельного центрально композиционного плана и окно задания параметров показаны на рис. 4.38.

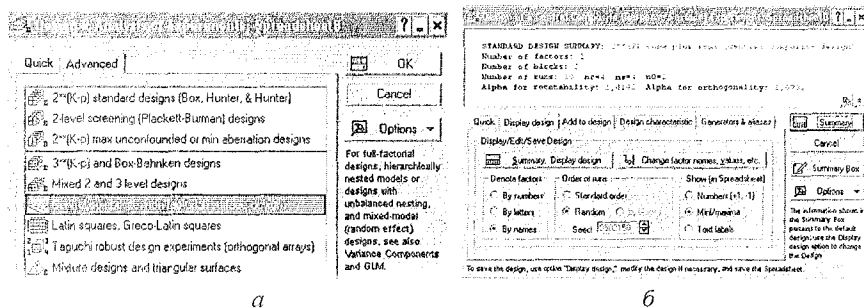


Рис. 4.38. Диалоговые окна запуска (а) и задания параметров (б) рототабельного центрально-композиционного плана эксперимента

В таблицу данных плана эксперимента, согласно которой проводились исследования, введено значение жесткости «J» (Н/мкм), которое получено по результатам обработки опытов данного эксперимента (табл. 4.5).

Анализ экспериментальных данных проводился с помощью специального модуля, где в качестве зависимой переменной выступает исходная величина (жесткость), а в качестве переменных – факторы \bar{X}_1 , \bar{X}_2 .

Summary for Variables (Factors)
 To change labels, values, etc., type in the
 desired changes, then click OK.

Factor	Factor Name	Low Value	Low Label	Center Value	Center Label	High Value	High Label	Star Low Label	Star High Label
A (1)	diametr	47	Low	48,5	CenterPt	50	High	StarLow	StarHigh
B (2)	tysk	1	Low	1,5	CenterPt	2	High	StarLow	StarHigh
C (3)	kut	0	Low	30	CenterPt	60	High	StarLow	StarHigh
D (4)	navarlagennja	1	Low	3	CenterPt	5	High	StarLow	StarHigh

Рис. 4.39. Диалоговое окно введения значений уровней факторов

Для выделения факторов, которые оказывают доминирующее влияние на отзыв системы, проводили дисперсионный анализ с включением опции главных и квадратичных эффектов, а также эффектов двух взаимодействий, в результате которого получена таблица дисперсионного анализа (рис. 4.40).

ANOVA; Var.:J; R-sqr=.6083; Adj.:10976 (Spreadsheet5) 4 factors, 1 Blocks, 26 Runs; MS Residual=785,8244 DV: J					
Factor	SS	df	MS	F	p
(1)d(L)	5285,77	1	5285,768	6,726396	0,024981
d(Q)	7,50	1	7,496	0,009539	0,923955
(2)p(L)	1214,78	1	1214,781	1,545868	0,239594
p(Q)	322,35	1	322,350	0,410206	0,534979
(3)Lp(L)	9,41	1	9,410	0,011975	0,914832
Lp(Q)	479,68	1	479,683	0,610420	0,451118
(4)P(L)	2541,31	1	2541,308	3,233939	0,099595
P(Q)	169,68	1	169,682	0,215929	0,651222
1L by 2L	301,36	1	301,362	0,383498	0,548348
1L by 3L	583,36	1	583,363	0,742358	0,407297
1L by 4L	1627,52	1	1627,516	2,071094	0,177956
2L by 3L	110,30	1	110,303	0,140365	0,715041
2L by 4L	52,31	1	52,309	0,066566	0,801167
3L by 4L	15,50	1	15,504	0,019729	0,990834
Error	8644,07	1	785,824		
Total SS	22067,86	25			

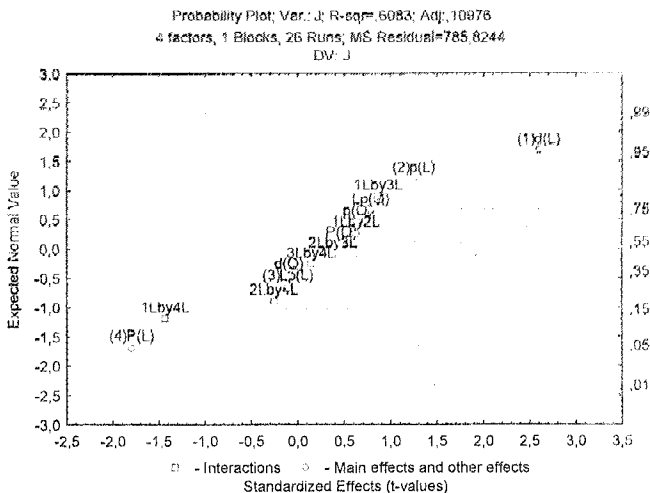
Рис. 4.40. Таблица дисперсионного анализа результатов эксперимента: SS – сумма квадратов, df – степень свободы, MS – средний квадрат, F – критерий Фишера.

Таблица 4.5. Результаты планирования и проведения эксперимента

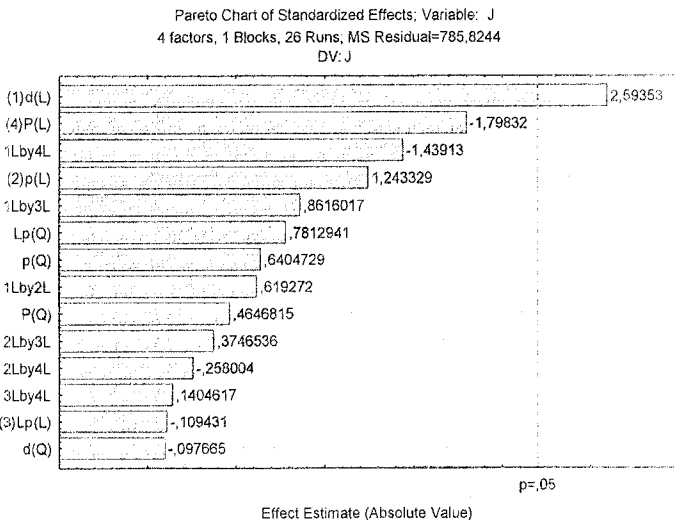
	d	p	Lp	P	J
1	50,00000	1,00000	0,0000	1,00000	100
2	50,00000	1,00000	0,0000	5,00000	50,0
3	50,00000	1,00000	60,0000	1,00000	90,9
4	50,00000	1,00000	60,0000	5,00000	46,2
5	50,00000	2,00000	0,0000	1,00000	111,1
6	50,00000	2,00000	0,0000	5,00000	63,29
7	50,00000	2,00000	60,0000	1,00000	142,97
8	50,00000	2,00000	60,0000	5,00000	58,82
9	47,00000	1,00000	0,0000	1,00000	52,63
10	47,00000	1,00000	0,0000	5,00000	29,76
11	47,00000	1,00000	60,0000	1,00000	23,81
12	47,00000	1,00000	60,0000	5,00000	24,51
13	47,00000	2,00000	0,0000	1,00000	55,56
14	47,00000	2,00000	0,0000	5,00000	37,03
15	47,00000	2,00000	60,0000	1,00000	27,77
16	47,00000	2,00000	60,0000	5,00000	32,46
17	52,00000	1,50000	30,0000	3,00000	38,96
18	46,00000	1,50000	30,0000	3,00000	27,78
19	48,50000	0,50000	30,0000	3,00000	25,0
20	48,50000	2,50000	30,0000	3,00000	61,22
21	48,50000	1,50000	-30,0000	3,00000	33,71
22	48,50000	1,50000	90,0000	3,00000	60,00
23	48,50000	1,50000	30,0000	-1,00000	41,66
24	48,50000	1,50000	30,0000	7,00000	35,21
25	48,50000	1,50000	30,0000	3,00000	33,71
26	48,50000	1,50000	30,0000	3,00000	33,70

Из табл. 4.5 дисперсионного анализа видно, что наибольшее влияние на отзыв системы делает такой статистически значимый эффект как диаметр зажима (линейный член). Для него уровень доверительной вероятности менее

0,05. Это также подтверждается графиком эффектов нормального распределения (рис 4.41, а), из которых видно, что лишней члены находятся в стороне от линии нормального распределения та карта Паретто (рис 4.41, б)



а



б

Рис. 4.41. График эффектов нормального распределения вероятностей (а) и карта Паретто (б)

Выходя из выше сказанного, а именно из принятой начальной модели и из таблицы дисперсионного анализа, получена модель, представленная ниже.

Regr. Coefficients; Var.: J; R-sqr=,6083; Adj.:10976 (Spreadsheet5) 4 factors, 1 Blocks, 26 Runs; MS Residual=785,8244 DV: J						
Factor	Regressu Coeff.	Std. Err.	t(11)	p	-95, % Cnf Limit	+95, % Cnf Limit
Mean/Interc.	-920,767	6730,236	-0,13681	0,893853	-15733,9	13892,38
(1)d(L)	34,071	274,363	0,12418	0,903411	-669,8	637,94
d(O)	-0,275	2,815	-0,09767	0,923955	-6,5	6,92
(2)p(L)	-31,216	46,447	-0,66686	0,506390	-131,2	68,81
p(O)	0,170	0,266	0,64047	0,534979	-0,4	0,76
(3)Lp(L)	-7,070	7,499	-0,94272	0,366067	-23,6	9,44
Lp(O)	0,006	0,007	0,78129	0,451118	-0,0	0,02
(4)P(L)	152,508	112,666	1,35362	0,203018	-95,5	400,48
P(O)	0,772	1,662	0,46468	0,651222	-2,9	4,43
1L by 2L	0,568	0,918	0,61927	0,548348	-1,5	2,59
1L by 3L	0,132	0,153	0,86160	0,407297	-0,2	0,47
1L by 4L	-3,301	2,294	-1,43913	0,177956	-8,4	1,75
2L by 3L	0,018	0,047	0,37465	0,715041	-0,1	0,12
2L by 4L	-0,181	0,701	-0,25800	0,801167	-1,7	1,36
3L by 4L	0,016	0,117	0,14046	0,890834	-0,2	0,27

Рис 4.42. Коэффициенты модели аппроксимации результатов эксперимента

Модель аппроксимации результатов эксперимента:

$$\begin{aligned} \bar{J} = & -920,767 + 34,071 \cdot d - 31,216 \cdot p - 7,07 \cdot L_p + 152,508 \cdot P + 0,568 \cdot d \cdot p + \\ & + 0,132 \cdot d \cdot L_p - 3,301 \cdot d \cdot P + 0,018 \cdot p \cdot L_p - 0,181 \cdot p \cdot P + 0,016 \cdot L_p \cdot P - \\ & - 0,275 \cdot d^2 + 0,17 \cdot p^2 + 0,006 \cdot L_p^2 + 0,772 \cdot P^2 \end{aligned}$$

Интерпретация результатов эксперимента

На основе анализа поверхностей откликов (рис. 4.43, 4.44) можно сделать вывод, что с увеличением величины диаметра закрепляемой заготовки (\bar{X}_1) жесткость ШЦП увеличивается, что объясняется увеличением угла охватывания заготовки губками цанги. При увеличении давления в гидросистеме (\bar{X}_2) жесткость тоже растет, что объясняется увеличением силы зажима. Угол поворота цанги (\bar{X}_3) имеет специфическое влияние на жесткость, что связано с конструктивными особенностями ШЦП. Наивысшая жесткость при куте в районе 0° , то есть когда нагрузка прилагается против середины губки цанги. С ростом величины нагрузки (\bar{X}_4) жесткость падает, что объясняется увеличением отжатий в системе патрон-деталь. Потому для получения большей

жесткости необходимо увеличивать факторы \bar{X}_1 и \bar{X}_2 , уменьшать фактор \bar{X}_4 , а фактором \bar{X}_3 руководить в зависимости от необходимой величины.

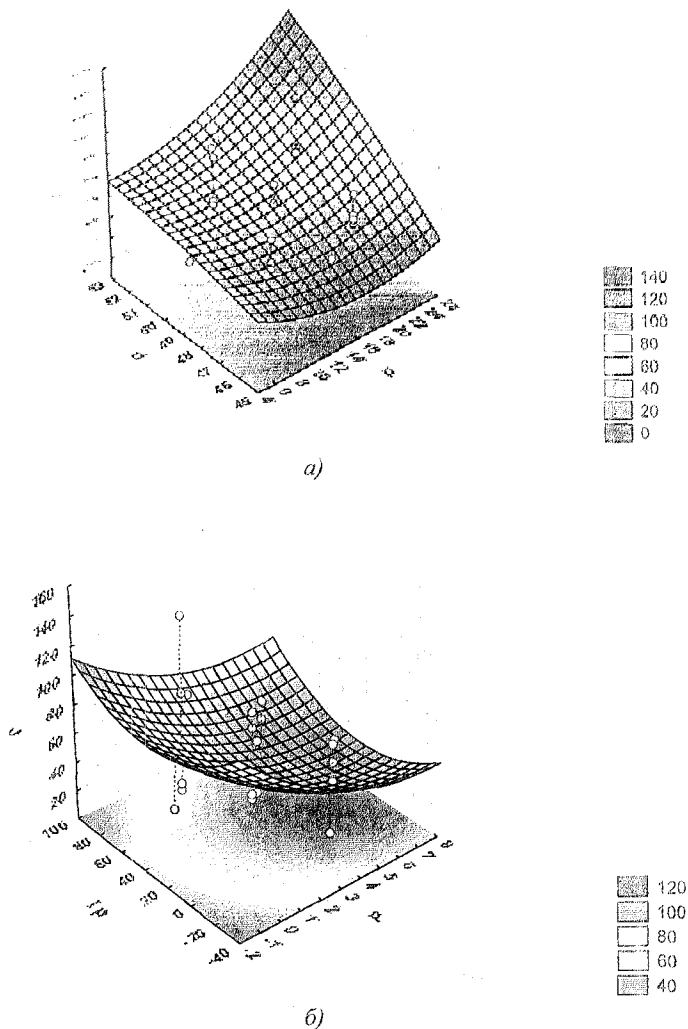
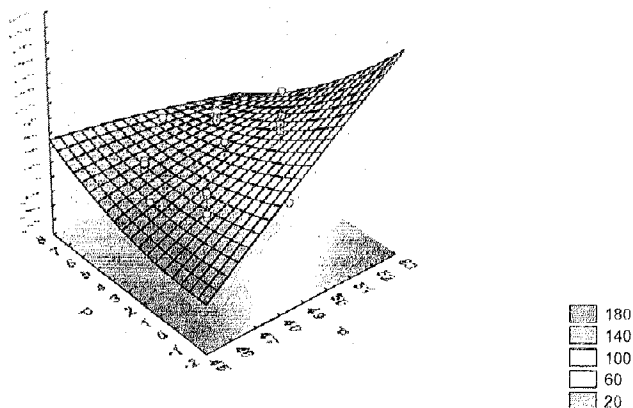


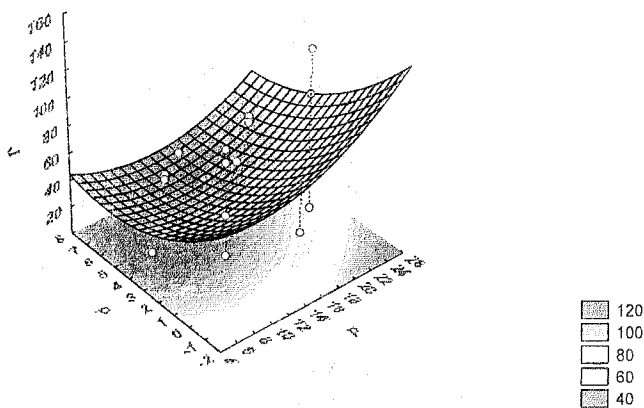
Рис. 4.43. Поверхности отклика при изменении факторов: а) \bar{X}_1 и \bar{X}_2 при $\bar{X}_3=30^\circ$, $\bar{X}_4=3$ кН; б) \bar{X}_3 и \bar{X}_4 при $\bar{X}_1=48,5$ мм $\bar{X}_2=1,5$ МПа

Fitted Surface; Variable: J
 4 factors, 1 Blocks, 26 Runs; MS Residual=785,8244
 DV: J



a)

Fitted Surface; Variable: J
 4 factors, 1 Blocks, 26 Runs; MS Residual=785,8244
 DV: J



б)

Рис. 4.34. Поверхности отклика при изменении факторов: а) \bar{X}_1 по \bar{X}_4 при $\bar{X}_2=1,5$ Мпа; $\bar{X}_3=30^\circ$, б) \bar{X}_2 по \bar{X}_4 при $\bar{X}_1=48,5$ мм $\bar{X}_3=30^\circ$

4.2.4 Экспериментальные исследования в динамике

Экспериментальные измерения динамической характеристики процесса демпфирования проводились согласно методики, приведено в п.4.2.1. Схема проведения эксперимента и экспериментальное оборудование, представленное на рис. 4.45.

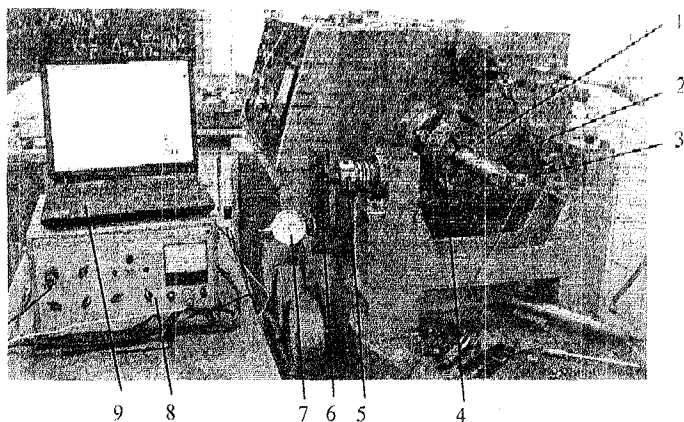


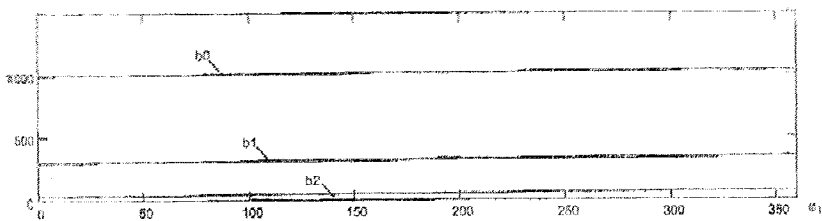
Рис.4.45. Схема измерения динамической характеристики процесса демпфирования, где: 1 - цанга; 2 - заготовка; 3- пьезоэлектрический акселерометр; 4 – провод; 5 - нагружающее устройство; 6 – динамометр камертонного типа; 7 – индикатор; 8 – измеритель шумовых вибраций; 9 – персональный компьютер

Переменными параметрами считались вылет оправки $L = 50, 100$ мм; угол поворота губок цанги относительно плоскости приложения составляющей P_y силы резания φ_1 , который изменялся от 0 до 900 с шагом 100 и усилие, которое развивает гидроцилиндр зажима $S_2 = 10, 15, 20$ кН.

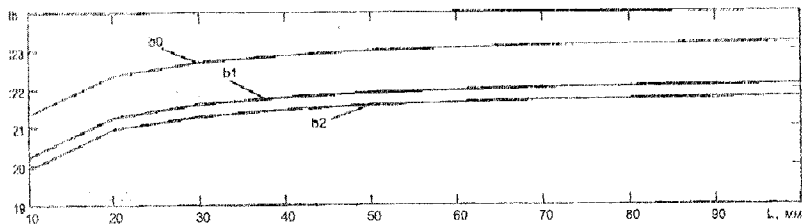
Аппроксимация составных сил трения осуществлялась зависимостью, приведенной в работе [3,21].

Результаты экспериментальных измерений изображены в виде графических зависимостей (рис. 4.46 – 4.47).

Обработка результатов измерений осуществлялась путем аппроксимации переходной характеристики функции специального вида. Результаты представлены на рис. 4.47.



а



б

Рис. 4.46. - Зависимости коэффициентов b_0 , b_1 , b_2 как функции угла поворота φ_1 (а) и коэффициентов b_0 , b_1 , b_2 как функции вылета оправки (б)

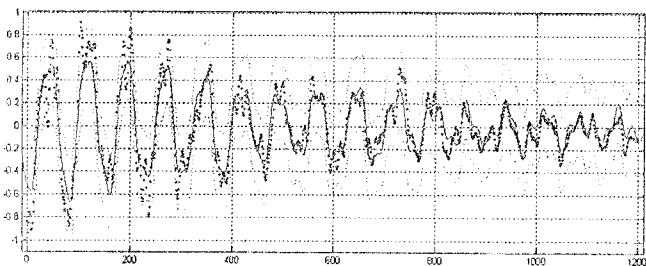


Рис. 4.47. Аппроксимация переходной характеристики свободных колебаний заготовки, зажатой в ШЦП

Выходя из экспериментальных данных, полученных при исследовании ШЦП и традиционного ЦП, находим коэффициенты разброса характеристик:

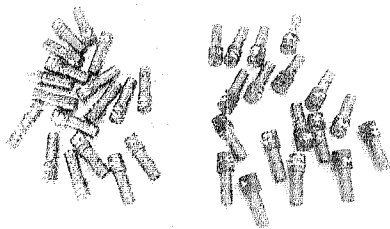
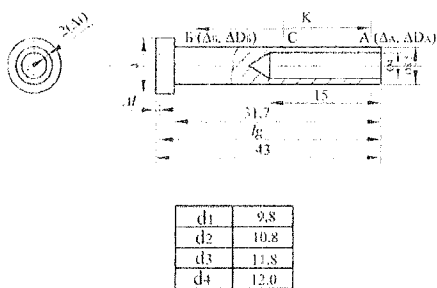
	$\varepsilon_{F_{np}}$	$\varepsilon_{\Delta p}$	$\varepsilon_{M_{np}}$	$\varepsilon_{\Delta \sigma_1}$	ε_j
ШЦП	1,13	1,34	1,9	1,02	1,07
Традиционный ЦП	1,37	1,17	1,049	1,27	1,02

Таким образом, применение ШЦП целесообразно при зажиме горячекатаных прутков и прутков с отклонением диаметра к $\Delta d = 2-4$ мм. Для достижения необходимых точностных, жесткостных и силовых характеристик ШЦП необходимо при изготовлении выдерживать более жесткие требования к техпроцессу изготовления.

Экспериментальные исследования ШЦП при резании проведены на ОАО ОСП "Корпорация Вагра", по методике, разработанной на кафедре «Конструирования станков и машин» Национального технического университета Украины «КПИ». Исследования проводились на токарно-револьверном станке мод. 1341 при обработке стальных прутков (сталь А12) диаметром $d = 9,8; 10,8; 11,8; 12,0$ мм и длины рабочей части губки переменных вкладышей зажимной цапги $b=30$ мм. Диаметр рабочего отверстия вкладышей составлял $d_0 = 10,0$ мм. Давление в гидроцилиндре зажима выбирали равным $p=1,5$ МПа, обороты шпинделя $n=1180$ об/мин.

Из прутков обрабатывали детали (рис. 4.48). После обработки деталей выполняли такие измерения:

- некруглость в двух сечениях А (Δ_A) и Б (Δ_B) как разницу максимального и минимального диаметра для каждого сечения;
- конусности К как отношение разницы средних диаметров в сечениях А и Б к длине;
- отклонение от номинального значения средних диаметров в сечениях А и Б;
- отклонение длин детали L от длины, настроенной упором.



а)

б)

Рис. 4.48. Деталь: а) — чертеж с контрольными параметрами, б) — фото

Намерения выполнялись микрометром с точностью 0,01 мм. С помощью кругломера измеряли некруглость в трех сечениях (рис. 4.49, 4.50). Из полученных круглограмм видно, что зажим в ШЦП является стабильным.

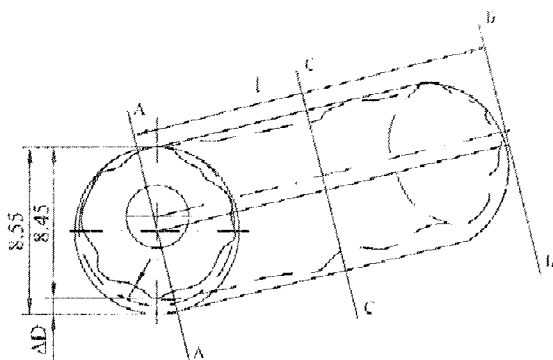


Рис. 4.49. Схема проведения измерения некруглости обработанной заготовки

Полученные результаты сравнивались с обработкой детали по аналогичной методике в обычном цанговом патроне.

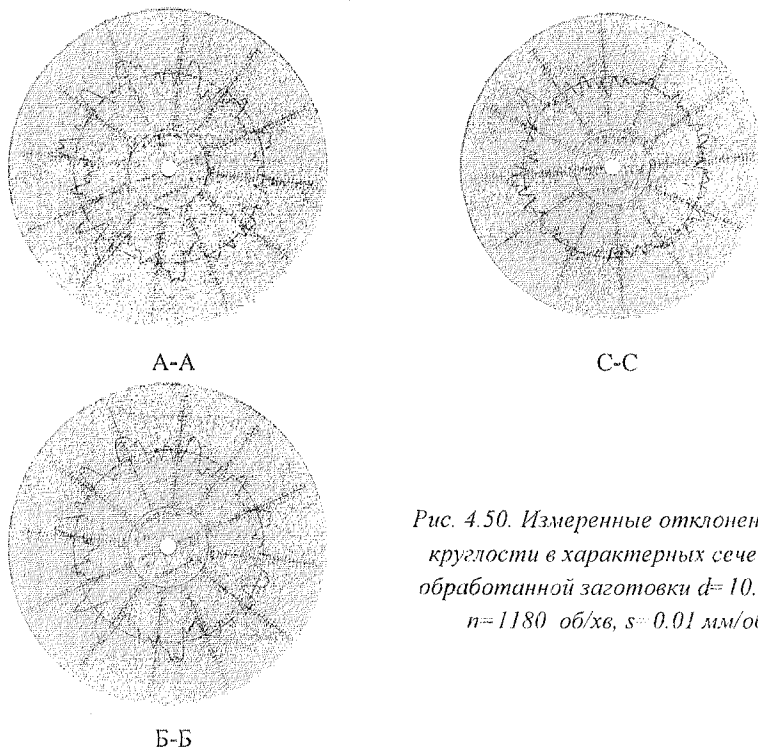


Рис. 4.50. Измеренные отклонения от круглости в характерных сечениях обработанной заготовки $d=10.8$ мм, $n=1180$ об/хв, $s=0.01$ мм/об

По результатам построен график (рис. 4.51) конусности обработанной детали в зависимости от диаметра зажимаемого прутка. Анализ графической зависимости показывает, что отклонение диаметра отворяется нормальному распределению и находится в пределах допуска.

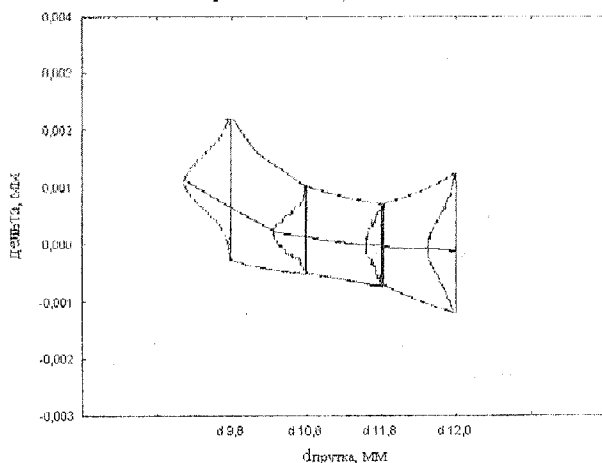


Рис. 4.51. Зависимость конусности обработанной детали от диаметра зажимаемого прутка

Были измерены отклонения от круглости в характерных сечениях обработанной заготовки диаметром $d=10.8$ мм, $n=1180$ об/мин, $s=0.01$ мм/об, и их рассчитаны спектры, представленные на рис. 4.52.

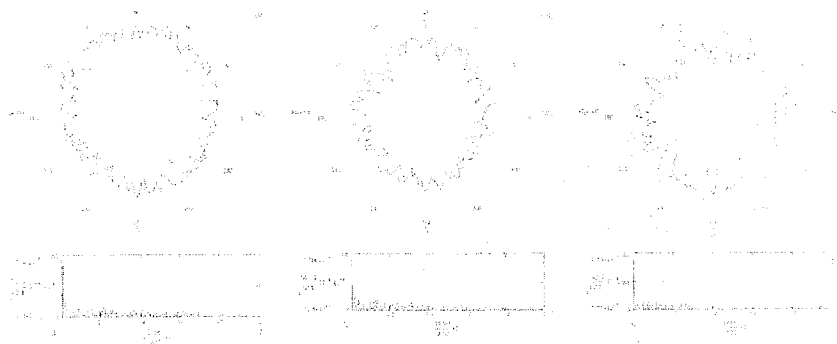


Рис. 4.52. Отклонения от круглости в характерных сечениях обработанной заготовки $d=10.8$ мм, $n=1180$ об/мин, $s=0.01$ мм/об, и их рассчитанные спектры

4.2.5. Математическое моделирование процесса обработки прутка, зажатого в ШЦП

Математическая модель процесса обработки сформирована на основе зависимости (2.1). Модель реализована в виде структуры (рис. 4.53).

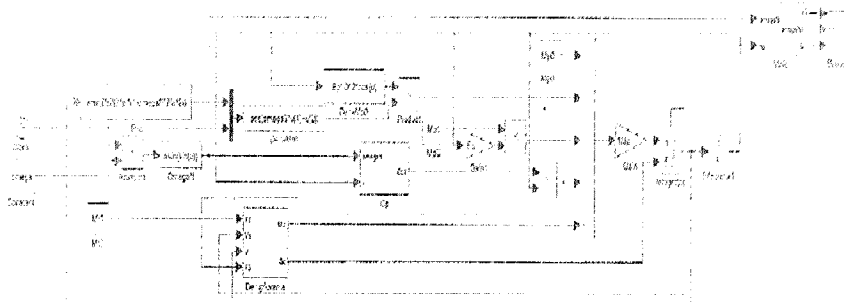
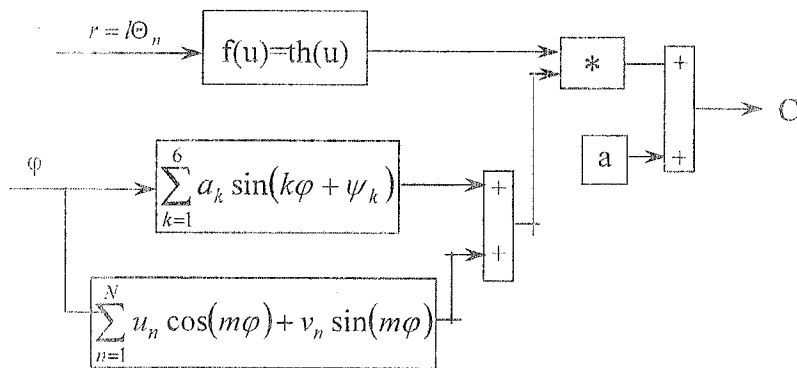
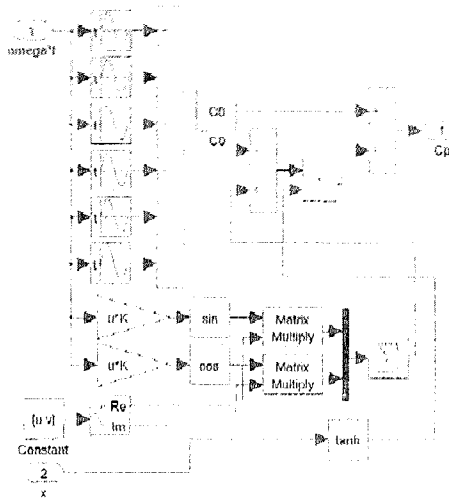


Рис. 4.53. Структурная модель погрешности обработки

В соответствии с общей зависимостью разработана общая модель радиальной жесткости (рис. 4.54).



a



6

Рис. 4.54. Блок-схема (а) и расчетная процедура (б) структурной модели «радиальная жесткость динамической системы «цилиндр-патрон-деталь»»

Блок расчета момента сил трения, на основе экспериментально определенной динамической характеристики процесса демпфирования представлено на рис. 4.55.

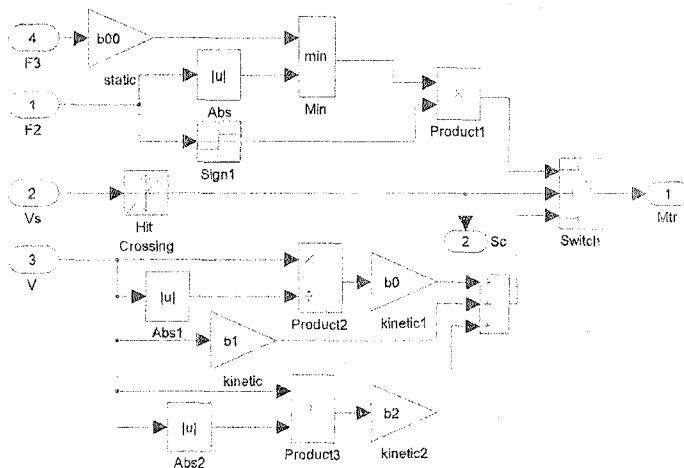


Рис. 4.55. Расчетная процедура для определения момента сил трения

Второй вариант блока расчета коэффициента упругости на основе регрессионной модели, полученной в подразделе 4.2.3, представлен на рис. 4.56.

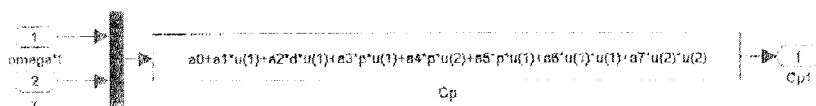


Рис. 4.56. Расчетная процедура для определения коэффициента упругости

Входными данными расчетной модели являются параметры процесса обработки (n , s , t), параметры инструмента (геометрические параметры режущей части), параметры обрабатываемой заготовки (диаметр прутка, материал – сталь А20), параметры зажимного патрона (дном, экспериментально определены показатели круговой жесткости в виде функциональной зависимости круговой жесткости от угла поворота, усилия резания и диаметра заготовки на основе регрессионной модели из раздела 4.2.3) и коэффициента демпфирования. Коэффициент демпфирования определен по методике [18], на основе экспериментальных данных. Измерены значения коэффициента демпфирования для углов поворота с шагом 10^0 . На основе обработанных результатов эксперимента построена полиномиальная модель, которая использована в качестве нелинейного коэффициента модели H_p .

Выходными данными модели является угол разворота прутка в упруго-фрикционном шарнире, который является собой ШЦП (рис. 4.57).

На основе рассчитанного угла была определена относительная траектория движения вершины резца (рис. 4.58) при обработке прутков диаметром $d=9.8$ мм, $d=10.8$ мм, $d=11.8$ мм

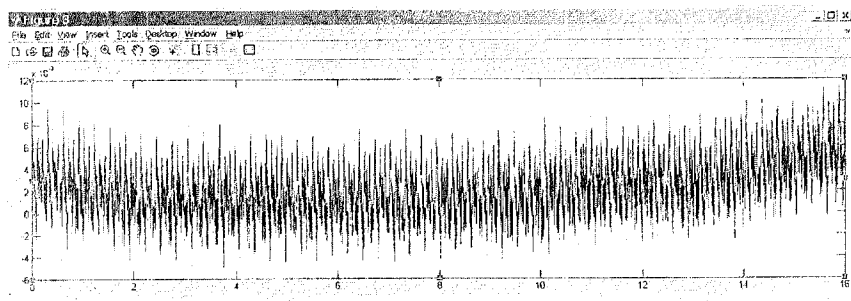


Рис. 4.57. Результат расчета угла поворота прутка при обработке прутка $\varnothing 10.8$ мм, $n=1180$ об/мин, $s=0.01$ мм/об

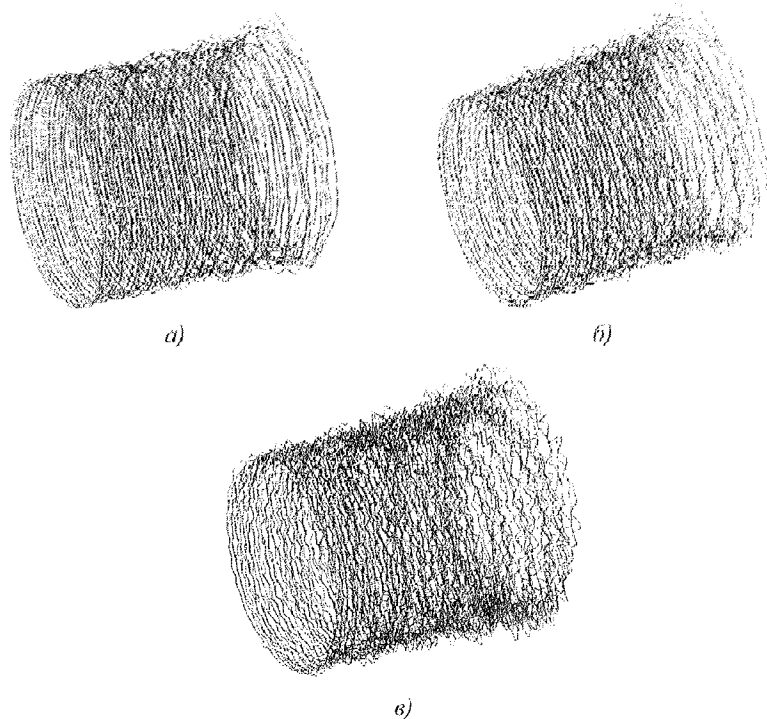


Рис. 4.58. Расчетная траектория движения вершины инструмента при обработке прутка а - $d=9.8$ мм, б) - $d=10.8$ мм, в - $d=11.8$ мм

Сечения пространственной траектории дают расчетные круглограммы детали (рис. 4.59, а).

Математическая модель дает возможность осуществить спектральный анализ формы детали в сечениях (рис. 4.59, б)

4.2.6. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований характеристик ШЦП

С помощью кругломера было измерено отклонение от круглости в этих же характерных сечениях обработанной заготовки. На рис. 4.52 представлены измеренные отклонения от круглости обработанной заготовки $d=10.8$ мм, при режимах $n=1180$ об/мин, подача $s=0.01$ мм/об, и рассчитанные спектры.

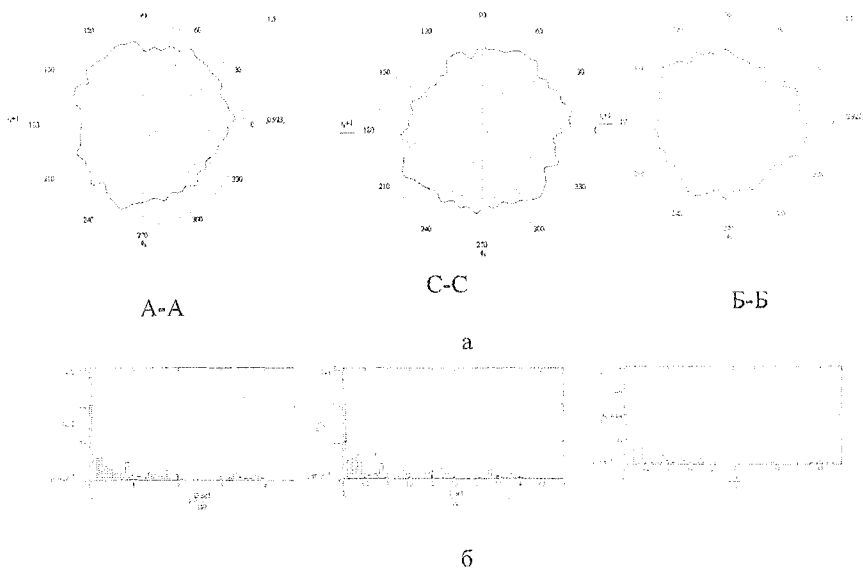


Рис. 4.59. Рассчитанные профили обработанной поверхности детали $d=10,8$ мм в трех сечениях (а) и рассчитанные спектры обработанной поверхности детали $d=10,8$ мм в сечениях А В С (б)

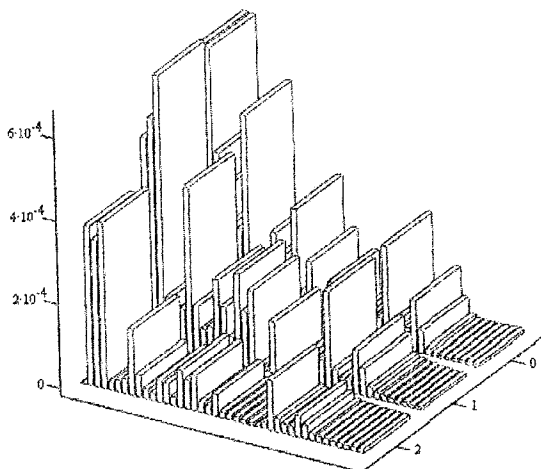
Для проверки адекватности модели использованы сравнение расчетных и измеренных экспериментально спектрограмм сечений обрабатываемой заготовки (рис. 4.60).

Проанализировав данные спектрограммы, видно, что разногласие между ними составляет около 5 %, что указывает на адекватность расчетной процедуры системы программирования Matlab для математической модели угла поворота прутка в ШЦП.

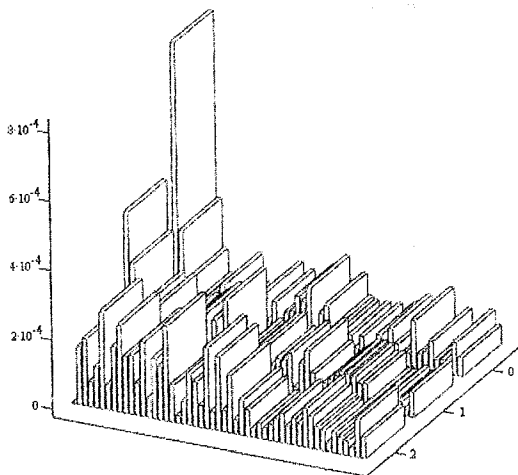
Экспериментальные исследования показали, что разработаны конструкции ШЦП для ТРС могут надежно зажимать горячекатаные прутки и прутки с отклонением диаметра Δd 3-4мм.

Сравнительные испытания традиционных ЦП и ШЦП показали, что коэффициент относительного разброса силы проталкивания для традиционного ЦП составляет 1,37, а для ШЦП – 1,13; максимальный разброс оттягивания прутка соответственно 1,27 и 1,02; максимальный разброс радиального биения соответственно 1,17 и 1,34; моменту прокручивания – 1,049 и 1,9; радиальной жесткости – 1,02 и 1,07. Таким образом, стабильность характеристик ШЦП в 1,2 раза выше, чем у традиционного цангового патрона при измерении осевого

оттягивания и силы проталкивания, и при этом стабильность момента прокручивания в 1,8 и радиального биения в 1,2 раза меньше в ШЦЦП по сравнению с традиционным ЦП.[13]



а



б

Рис. 4.60. Спектрограммы сечений (соответственно А – 0, С – 1, В – 2) обрабатываемой заготовки а – расчетная, б – измеренная экспериментально

Ширина петли гистерезиса, а следовательно и величина коэффициента демпфирования больше для ШЦП, чем для традиционного ЦП в 2,1 – 3,9 разы в зависимости от угла поворота цапги и давления масла в гидросистеме, что свидетельствует о его высоких демпфирующих свойствах за счет наличия дополнительных стыков (промежуточных зажимных элементов и пластин) в замкнутом силовом контуре.

Значительное осевое оттягивание при зажиме заготовок разного диаметра в ШЦП требует создания новых конструкций, например, неподвижной в осевом направлении цилиндрической цапгой.

В результате сравнения теоретических и экспериментальных данных установлено: существенные частоты погрешностей обработки ~ 300..400 Гц, резонансные области 800..900; 1400; 1700; 2000 Гц, ширина спектральной полосы 900..1000 Гц, высокочастотные резонансы 700; 900; 2000; 3400; 3800 Гц, существенные гармоники с частотами меньше 500Гц, резонансные области 900; 1400; 1700; 2000 Гц, ширина спектральной полосы 2000 Гц, высокочастотные резонансы 3400; 3800 Гц. В целом, расчетные и экспериментальные спектры являются подобными, погрешность составляет не больше 5%, частичные отличия обусловлены упрощенной схемой принятой при разработке математической модели.

Литература к главе 4

1. Вачев А.А. Разработване и изследване на метод и устройства за стабилизиране на силовите характеристики на цапговите затягащи механизми: Дис. ... канд. техн. наук: – Габрово-К., 1983. – 141 с.
2. Дальский А.М. Цапговые зажимные механизмы. – М.: Машиностроение, 1966. -- 168с.
3. Кравець О.М. Визначення параметрів динамічної якості токарних верстатів на основі імітаційного стохастичного навантаження: Дис... канд. техн. наук. – К., 2001. – 299с.
4. Кузнецов Ю.Н. Анализ динамической системы шпиндель-патрон-деталь токарного автомата // Вестник машиностроения. – 1990. - №8. – С.42-47.
5. Кузнецов Ю.Н. Жесткость зажима прутка в цапговом патроне // Металлорежущие станки. – Киев, 1974. – вып. 2. – С.74-85.
6. Кузнецов Ю.Н. Контактные деформации зажимного элемента патрона с поверхностью круглой заготовки // Технология и автоматизация машиностроения. – 1979. - №23. – С.30-37.
7. Кузнецов Ю.Н., Орликов М.Л., Невский А.Б. Новые цапговые динамометры // Технология и организация производства. -- 1972. - №3. – С.

8. Кузнецов Ю.Н. Новые широкодиапазонные зажимные патроны // *Машиностроитель*, 1994. - №3.
9. Кузнецов Ю.Н. Новое в теории и практике зажимных механизмов // *Вестник КПИ, серия машиностроение*. – 1998. – №33.
10. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов. Дис...докт. техн. наук.- М.: 1984. – 515 с
11. Кузнецов Ю.Н., Сидорко В.И., Вачев А.А. Повышение динамического качества системы патрон-деталь пруткового автомата // *Станки и инструмент*. – 1987. - №12. – С.13-15.
12. Кузнецов Ю., Данильченко Ю. Узагальнена пружно-деформаційна модель механізму кріплення інструменту (заготовки) // *Наукові записки. Вісник академії наук вищої школи України*. – 2005. - №7. – С.133-141.
13. Кузнецов Ю.М., Кушик В.Г., Юрчишин О.Я., Ковальчук Р.І. Порівняльні експериментальні дослідження характеристик цангових затискних патронів токарно-револьверного верстату з ЧПК. // *Вісник КПП, серія машинобудування*. – 2006. - №48. – С.143-148
14. Кушик В.Г. Анализ и синтез широкодиапазонных цанговых патронов прутковых автоматов: Дис. ... канд. техн. наук. – К., 1993. – 199 с.
15. Кушик В.Г. Широкодіапазонні цангові патрони токарних горизонтальних багатопшпіндельних автоматів // *Вісник ТДТУ*. – Том 4.- Число 2, 1999. - С.81-85.
16. Неделчева П.М. Создание высокоточных цанговых патронов с упругим фланцем для металлорежущих станков. Дис...канд. техн. наук. – К., 2004.- 204с.
17. Радченко С.Г. Математическое моделирование технологических процессов в машиностроении. – К.: ЗАО «Укрспецмонтажпроект», 1998. – 274с.
18. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник / Ю.Н.Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под ред. Ю.Н.Кузнецова.- К.: Техника; София: Гос. изд-во «Техника», 1988. – 222 с.
19. Сидорко В.И. Динамическое качество системы патрон-деталь прутковых автоматов. Дис. ... канд. техн. наук. – К., 1986. – 260 с.
20. Станочные приспособления: Справочник. В 2-х т. / Под ред. Вардашкина Б.Н., В.В. Данилевского. – М.: Машиностроение, 1984. – т.2 – 656с.
21. Струтинський В.Б., Мельничук П.П. Математичне моделювання металорізальних верстатів. – Житомир: ЖДТУ, 2002. – 570с.
22. Юрчишин О.Я. Пружно-демпфуючі характеристики та прогнозування меж використання широкодіапазонних цангових патронів. Дис. ... канд. техн. наук.-К.: 2008. - 180с.

Изобретения и полезные модели

23. Цанговый патрон. А.с. 1284725 СССР, МКИ В 23 В 31/20 / Ю.Н. Кузнецов, В.Г. Кушик, Л.В. Левченко. - № 3943919/31-08; Заявл. 23.08.85; Оpubл. 23.01.87, Бюл. №3.
24. Цанговый патрон. А.с. 1292932 СССР, МКИ В 23 В 31/20 / Ю.Н. Кузнецов, В.Г. Кушик. - № 3975620/31-08; Заявл. 23.08.85; Оpubл. 28.02.87, Бюл. №8.
25. Зажимная цанга. А.с. 1537380 СССР, МКИ В23В13/00 / Ю.Н. Кузнецов, М.Г. Данильченко, В.А. Мартыненко, В.Г. Кушик, В.Е. Лосев, М.И. Хома, И.И. Грубьяк, Р.Б. Гевко. - № 4386890/31. Заявл. 01.03.88; опубл. 23.01.90, Бюл. №3. - 3 с.
26. Цанговый патрон. А.с. №1700858 СССР, МКИ В23В31/20. / Ю.Н. Кузнецов, В.Н. Ахрамович, В.Г. Кушик, В.Е. Лосев. - № 4402554; Заявл. 04.04.88; Оpubл. 23.12.91 Бюл. №47, 1991.
27. Патент України №9804U, МПК В23В13/00. Механізм затиску пруткового матеріалу / Кузнецов Ю. М, Кушик В.Г, Ковальчук Р.І, Юрчишин О.Я. - № 200503140; Заявл. 05.04.05; Оpubл. 17.10.2005, Бюл. №10.
28. Патент України №20454U, МПК В23В31/20. Цанговый патрон / Кузнецов Ю. М, Кушик В.Г, Гриценко Д.М.- №200609019; Заявл. 14.08.06; Оpubл. 15.01.2007, Бюл. №1.

ГЛАВА 5 БЕСЦАНГОВЫЕ ШИРОКОДИАПАЗОННЫЕ ЗАЖИМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

5.1. Схемы и конструкции широкодиапазонных зажимных патронов для заготовок

Проблема расширения технологических возможностей одно- и многошпиндельных токарных автоматов, токарных и токарно-револьверных станков с ЧПУ, обрабатывающих детали из прутка и работающих в условиях часто переналаживаемого производства или в составе станочного модуля, в том числе встраиваемого в ППС, может быть успешно решена за счет совершенствования механизмов подачи и зажима прутка [15]. Такие механизмы должны обладать широкодиапазонностью и быстрой переналаживаемостью, что позволит сократить время вспомогательных движений, связанных с переналадкой станка на обработку новой детали. Кроме того, уменьшается количество комплектов цапг, сменных вкладышей или кулачков.

Выполненные разработки позволяют подойти к решению вышеуказанной проблемы при эксплуатации токарно-револьверных станков с ЧПУ мод. 1325Ф30, 1В34Ф30, токарных станков с ЧПУ мод. 16К20Ф30, универсальных токарных станков мод. 1А62, 1К6220, 16К20, 163, 1М63 и подобных им по типоразмеру (присоединительно-посадочной части шпинделя), одношпиндельных (мод. 1Е116, 1Е140, 1Е165) и многошпиндельных (мод. 1Б240-6, 1Б265-6) токарных автоматов.

Для расширения диапазона диаметров прутков целесообразно использовать непрерывную и дискретно-непрерывную схемы охвата (см. рис. 2.1), что может быть реализовано применением широкодиапазонных зажимных патронов (ШДЗП) с различными передаточно-усилительными звеньями (ПУЗ).

Превалирующее влияние на основные характеристики ШДЗП оказывает передаточно-усилительное звено (его тип, количество, передаточное отношение, схема соединения). Так, например, можно значительно уменьшить необходимую величину осевого перемещения трубы зажима (X_{r1}) при применении двух ПУЗ в зажимных патронах по отношению к необходимому перемещению (X_{r2}) зажимных патронов с одним ПУЗ (рис. 5.1) при зажиме одного и того же диапазона диаметров $\bar{\Delta}d$, а следовательно, уменьшить габариты привода и патрона, увеличить быстродействие [4, 20].

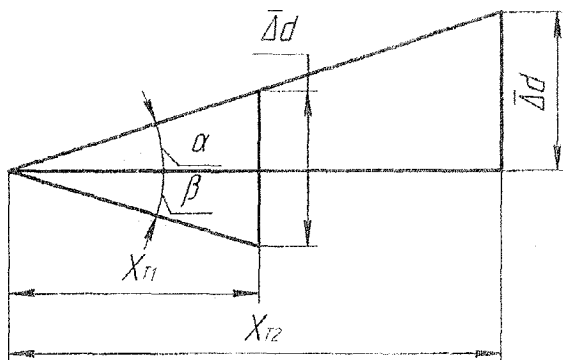


Рис. 5.1. Схема перемещений элементов патронов

Анализ зависимости коэффициентов усиления $K_{II} = \frac{T_{\Sigma}}{S_{\Sigma}}$ от передаточных отношений основных типов ПУЗ зажимных патронов (без учета сил трения) показывает, что она близка к гиперболической, а следовательно, реализации ШДЗП на их основе затруднена, поскольку с увеличением диапазона диаметров заготовок уменьшается радиальная сила зажима, жесткость, точность при обработке и т.д., т.е. не выполняется условие [4]:

$$K = \frac{\bar{\Delta}d + \Delta h}{\Delta d} \geq 1 \quad \left. \begin{array}{l} S_2 \left\{ \begin{array}{l} T \geq [T] \\ C_p \geq [C_p] \\ C_n \geq [C_n] \\ E_p \geq [E_p] \\ \dots \dots \dots \\ S_1 \left\{ \begin{array}{l} \zeta \geq [\zeta] \end{array} \right. \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (5.1)$$

где $\bar{\Delta}d$ - диапазон диаметров охватываемых патронов без смены, переустановки и регулировки зажимных элементов; Δd - диапазон диаметров заготовок, закрепляемых (обрабатываемых) на данном станке; Δh - значение перекрытия охвата диапазона диаметров; $T, C_p, C_n, E_p, \dots, \zeta$ - значения параметров патрона; $[T], [C_p], [C_n], [E_p], \dots, [\zeta]$ - допустимые значения параметров патрона; S_1, S_2 - значения осевой силы привода зажима.

Система зажимного механизма, влияющая на технико-экономические показатели станка при необходимой широкодиапазонности, должна отвечать требованиям: максимуму силы при вращении и без вращении, жесткости,

точности, быстрдействию, прочности, долговечности, технологичности, компактности, минимуму потери энергии, металлоемкости и т.п.

Сложная система зажимного механизма имеет многоуровневое иерархическое деление на более простые элементы [14].

Одной из особенностей структурно-схемного синтеза зажимных механизмов является возможность создания механизмов, работающих по новым принципам за счет интеграции функций отдельных элементов. Введение одного нового элемента может коренным образом изменить всю систему зажимного механизма.

Разработка принципов создания ШДЗП и их синтез возможны на основе разрешения противоречия между необходимостью иметь большое перемещение зажимных элементов и сохранением основных характеристик: силовых, жесткостных, точностных, прочностных и т.п., анализа влияния предельных значений диаметров закрепляемых заготовок и частот их вращения на статические и динамические характеристики.

Анализ влияния сил трения в реальных зажимных патронах с различными ПУЗ (рис. 5.2) на коэффициент усиления подтверждает сделанный ранее вывод.

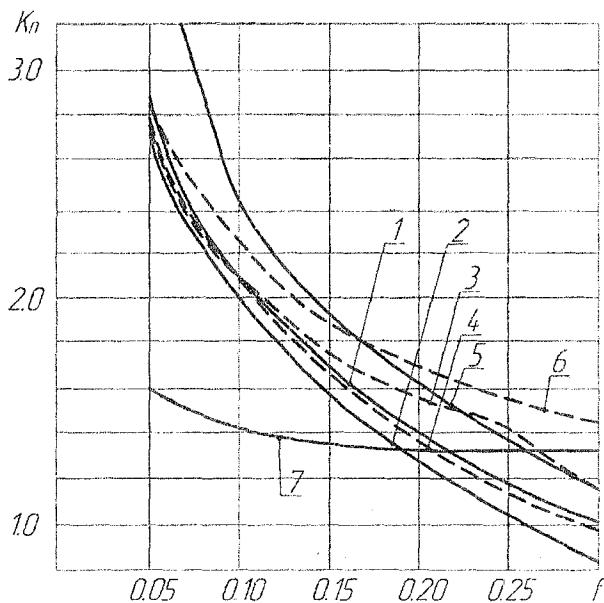


Рис. 5.2. Зависимости статистических коэффициентов усиления зажимных патронов на основе различных типов ПУЗ от значения коэффициента трения

На рис. 5.2 приняты обозначения патронов: 1 - ПП-200 (клиновое ПУЗ, БЗСП, СССР); 2 - ТМП-200 (клиновое ПУЗ, БЗСП, СССР); 3 - VAZN₂ 02-7114-0025 (клиновое ПУЗ, ф. Forkard, ФРГ); 4 - KFD -HS Type 549-22 (клиновое ПУЗ, ф. Rohm, ФРГ); 5 - PUT--200 (клиновое ПУЗ, ф. FPU BIAL, Республика Польша); 6 - 001-000-1014-8423 (плунжерное ПУЗ, КСПО, СССР); 7 - 001-211-0387-0294 (рычажное ПУЗ, КСПО, СССР).

Расчет коэффициентов усиления зажимных патронов 1 - 3, 5, 7 производится по расчетным зависимостям [4, 11].

Расчетная схема патрона 4 представлена на рис. 5.3,а:

$$K_{II} = \frac{\frac{hl_2 \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} + \frac{h}{2} - d + \frac{b}{2} \operatorname{tg} \varphi}{1 + \frac{h}{2} \operatorname{tg} \varphi}, \quad (5.2)$$

Расчетная схема патрона 6 представлена на рис. 5.3,б:

$$K_{II} = \frac{0,5d \operatorname{tg}^2 \varphi \cos \alpha + \frac{h \cos \alpha}{2 \operatorname{tg} \varphi} + C \cos \alpha + \left(\frac{h}{2} - b\right) \cos \alpha \operatorname{tg} \varphi}{1 + \frac{h \sin \alpha}{2 \operatorname{tg} \varphi} - \frac{d}{2} \cos \alpha \operatorname{tg} \varphi} \quad (5.3)$$

Реализация ШДЗП возможна на основе нескольких подходов к структурно-схемному синтезу: 1 - увеличением осевого хода привода зажима; 2 - использованием новых физических принципов и явлений; 3 - применением двух и более ПУЗ. Патроны по подходу 1 имеют ряд существенных недостатков: усложняется привод зажима, увеличиваются габариты привода зажима и патрона; увеличение осевых габаритов патрона приводит к снижению жесткости зажима заготовок, а следовательно, и точности обработки, а увеличение радиальных габаритов - к увеличению центробежных и динамических сил; увеличивается время зажима-разжима заготовок. Патроны по подходу 2 найдут применение и широкое распространение в обозримом будущем. Патроны по подходу 3 находят применение в настоящее время, благодаря ряду существенных достоинств.

Синтез новых схем ШДЗП на основе ПУЗ в основном строится на приемах сочетания различных ПУЗ, их перестановки, взаимодействия с различными элементами, а также введением различных связей.

Таким образом, анализ возможностей расширения диапазона целесообразно проводить, используя алгебру логики и теорию множеств, позволяющие раскрыть своеобразную "алгебру" структур ЗМ как упорядоченное множество элементов, звеньев и узлов с различными связями между ними - логическими отношениями этих множеств [3]. Для синтеза ШДЗП возможно использование и других законов (конъюнктивного, дизъюнктивного, де Моргана, дифференциально-морфологического и др.).

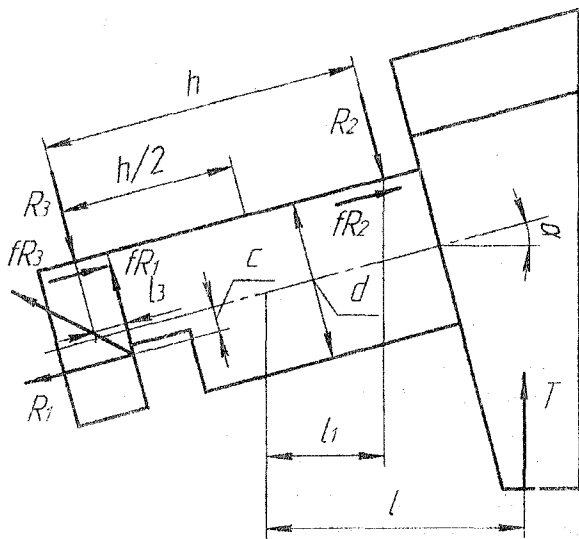
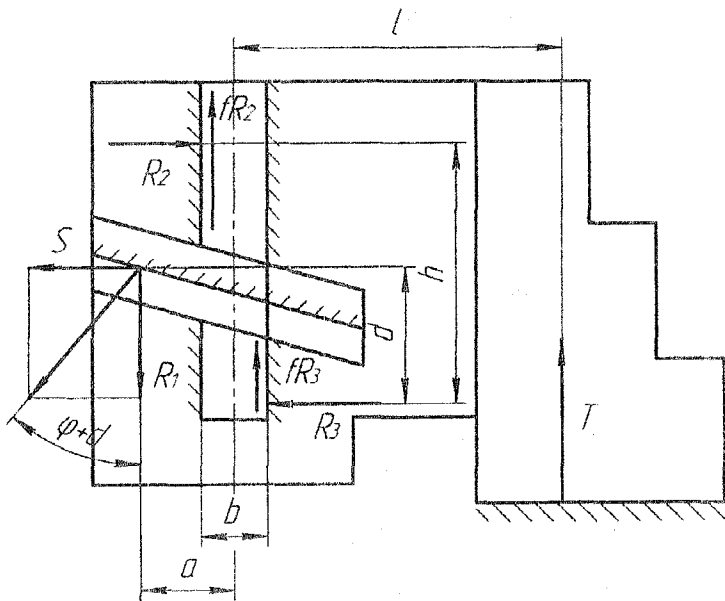


Рис. 5.3. Расчетные схемы зажимных патронов: а - KFD-HS; б - 001-000-1014-8423

Среди всего разнообразия ПУЗ, применяемых в ЗП (клиновые, рычажные, плунжерные, мембранные, упругие, спирально-реечные и т.п.), наибольшее применение в механизированных патронах получили первые три ПУЗ благодаря ряду преимуществ: возможности закрепления заготовок в определенном диапазоне диаметров при сохранении в допустимых пределах силовых, жесткостных и точностных характеристик, хорошей вписываемости в рабочее пространство автоматов и возможности использования различных приводов зажима (силовых, с геометрическим замыканием и т.д.), высокой надежности, долговечности, ремонтпригодности, технологичности изготовления и т.п. Спирально-реечные ПУЗ наибольшее распространение получили в ЗП с ручным управлением для закрепления заготовок в широком диапазоне диаметров, что связано со спецификой конструктивного согласования данного типа ПУЗ с приводами зажима, технологичностью и трудоемкостью изготовления, характером контакта спирали с рейкой и т.д.

Выделение в морфологическую таблицу (табл.5.1) основных альтернатив позволяет выделить множество решений для синтеза структур ШЦЗП в виде расширенных кортежей с наложенными ограничениями. Количество вариантов возможных решений составляет значительную величину с учетом изоморфных и нереализуемых. Системно-морфологический подход позволяет выделить кортежи приемлемых вариантов синтеза структур для ОТА, МТА, ТРС [4].

Морфологическое множество:

$$\begin{aligned} X_1 &= (X_{11}, X_{12}, X_{13}, X_{14}, X_{15}, X_{16}); X_2 = (X_{21}, X_{22}, X_{23}); \\ X_3 &= (X_{31}, X_{32}, X_{33}); X_4 = (X_{41}, X_{42}, X_{43}, X_{44}, X_{45}, X_{46}); \\ X_5 &= (X_{51}, X_{52}, X_{53}); X_6 = (X_{61}, X_{62}, X_{63}, X_{64}, X_{65}, X_{66}, X_{67}); \\ X_7 &= (X_{71}, X_{72}, X_{73}, X_{74}, X_{75}, X_{76}, X_{77}); X_8 = (X_{81}, X_{82}); \end{aligned}$$

Ограничения:

$$\begin{aligned} h_1 &= X_{15} \wedge X_{45}; h_2 = X_{16} \wedge X_{42}; h_3 = X_{11} \wedge (\bar{X}_{62} \wedge \bar{X}_{66}); \\ h_4 &= X_{42} \vee X_{45} \wedge (X_{11} \vee X_{12} \vee X_{13} \vee X_{14}); h_5 = X_{81} \wedge (\bar{X}_{43} \vee \bar{X}_{44}); \\ h_6 &= X_{82} \wedge (\bar{X}_{41} \vee \bar{X}_{46}); h_7 = X_{15} \wedge (\bar{X}_{21} \vee \bar{X}_{22}); h_8 = \bar{X}_{16} \wedge (\bar{X}_{21} \vee \bar{X}_{22}) \end{aligned}$$

Мощность 95256 вариантов.

Общие расширенные кортежи с ограничениями:

$$\begin{aligned} &(X_{11} \vee X_{12} \vee X_{13} \vee X_{14} \vee X_{15} \vee X_{16}) \wedge (X_{21} \vee X_{22} \vee X_{23}) \wedge (X_{31} \vee X_{32} \vee X_{33}) \wedge \\ &\wedge (X_{41} \vee X_{42} \vee X_{43} \vee X_{44} \vee X_{45} \vee X_{46}) \wedge (X_{51} \vee X_{52} \vee X_{53}) \wedge \\ &\wedge (X_{61} \vee X_{62} \vee X_{63} \vee X_{64} \vee X_{65} \vee X_{66} \vee X_{67}) \wedge (X_{71} \vee X_{72} \vee X_{73} \vee X_{74} \vee X_{75} \vee X_{76} \vee X_{77}) \wedge \\ &\wedge (X_{81} \vee X_{82}) \wedge (X_{15} \vee X_{45}) \wedge (X_{16} \vee X_{42}) \wedge (X_{11} \wedge (\bar{X}_{62} \vee \bar{X}_{66})) \wedge \\ &\wedge (X_{42} \vee X_{45} \wedge (X_{11} \vee X_{12} \vee X_{13} \vee X_{14})) \wedge (X_{81} \wedge (\bar{X}_{43} \vee \bar{X}_{44})) \wedge (X_{82} \wedge (\bar{X}_{41} \vee \bar{X}_{46})) \wedge \\ &\wedge (X_{15} \wedge (\bar{X}_{21} \vee \bar{X}_{22})) \wedge (X_{16} \wedge (\bar{X}_{21} \vee \bar{X}_{22})) \end{aligned}$$

Таблица 5.1

Морфологическая матрица структуры схем ШДЗП

Структура характеристик и связей передаточно-усилительных звеньев	Сочетание	1.1. Клин-плунжер
		1.2. Плунжер-клин
		1.3. Клин-клин
		1.4. Плунжер- плунжер
		1.5. Плунжер
		1.6. Клин
	Последовательность содинения ПУЗ	2.1. Параллельный
		2.2. Последовательный
		2.3. Параллельно-последовательный
	Соотношение углов	3.1. $ \alpha = \beta $, 3.2. $ \alpha < \beta $, 3.3. $ \alpha > \beta $
Направление углов	4.1. $\alpha > 0$, 4.2. $\alpha = 0$, 4.3. $\alpha < 0$, 4.4. $\beta > 0$, 4.5. $\beta = 0$, 4.6. $\beta < 0$	
Взаимное расположение ПУЗ по отношению к оси патрона	5.1. В продольной плоскости	
	5.2. В поперечной плоскости	
	5.3. В разных плоскостях	
Дополнительные требования к патронам	Место и способ регулировки при переналадке на другие диаметры	6.1. В патроне сменой элементов
		6.2. В патроне изменением положения элементов
		6.3. В патроне обработка зажимных элементов
		6.4. В приводе сменой элементов
		6.5. В приводе изменением положения элементов
		6.6. В патроне и приводе
		6.7. Отсутствует
	Способ компенсации центробежных сил	7.1. Дополнительной массой
		7.2. Введением противопололя
		7.3. Дополнительной силой зажима
		7.4. Дополнительными силами трения
		7.5. Закрытием силового контура
	Область применения	7.6. Упругостью
7.7. Отсутствует		
8.1. Для МТА и ТРС		
8.2. Для ОТА		

Кортежи с ограничениями для патронов тянущего типа:

$$\begin{aligned} & (X_{11} \vee X_{12} \vee X_{13} \vee X_{14}) \wedge (X_{21} \vee X_{22} \vee X_{23}) \wedge (X_{31} \vee X_{32} \vee X_{23}) \wedge \\ & \wedge (X_{41} \vee X_{42} \vee X_{45} \vee X_{46}) \wedge (X_{51} \vee X_{52} \vee X_{53}) \wedge \\ & \wedge (X_{61} \vee X_{62} \vee X_{63} \vee X_{64} \vee X_{65} \vee X_{66} \vee X_{67}) \wedge (X_{71} \vee X_{72} \vee X_{73} \vee X_{74} \vee X_{75} \vee X_{76} \vee X_{77}) \wedge \\ & \wedge (X_{15} \vee X_{45}) \wedge (X_{16} \vee X_{42}) \wedge (X_{11} \wedge (\bar{X}_{62} \vee \bar{X}_{66})) \wedge \\ & \wedge (X_{81} \wedge (\bar{X}_{43} \vee \bar{X}_{44})) \wedge (X_{15} \wedge (\bar{X}_{21} \vee \bar{X}_{22})) \wedge (X_{16} \wedge (\bar{X}_{21} \vee \bar{X}_{22})) \end{aligned}$$

Кортежи с ограничениями для патронов толкающего типа:

$$\begin{aligned} & (X_{11} \vee X_{12} \vee X_{13} \vee X_{14}) \wedge (X_{21} \vee X_{22} \vee X_{23}) \wedge (X_{31} \vee X_{32} \vee X_{33}) \wedge \\ & \wedge (X_{42} \vee X_{43} \vee X_{44} \vee X_{45}) \wedge (X_{51} \vee X_{52} \vee X_{53}) \wedge \\ & \wedge (X_{61} \vee X_{62} \vee X_{63} \vee X_{64} \vee X_{65} \vee X_{66} \vee X_{67}) \wedge (X_{71} \vee X_{72} \vee X_{73} \vee X_{74} \vee X_{75} \vee X_{76} \vee X_{77}) \wedge \\ & \wedge (X_{15} \vee X_{45}) \wedge (X_{16} \vee X_{42}) \wedge (X_{11} \wedge (\bar{X}_{62} \vee \bar{X}_{66})) \wedge \\ & \wedge (X_{82} \wedge (\bar{X}_{41} \vee \bar{X}_{46})) \wedge (X_{15} \wedge (\bar{X}_{21} \vee \bar{X}_{22})) \wedge (X_{16} \wedge (\bar{X}_{21} \vee \bar{X}_{22})) \end{aligned}$$

Количество возможных вариантов решений может быть увеличено с помощью введения в морфологическую таблицу дополнительно альтернатив, например, ПУЗ - типа рычажное и т.д.

Из большого числа новых технических решений содержащихся в морфологической таблице (табл.5.1) и кортежах решений, необходимо отобрать лучшие с точки зрения условия решения задачи, а значит, решить оптимизационную задачу в ее общей постановке.

Рассмотрим решение задачи. Целевая функция - выбор конструктивной схемы ЩДЗП для закрепления калиброванных и горячекатанных прутков во всем рабочем диапазоне токарных автоматов, станков с ЧПУ. Принятые ограничения: обеспечение критерия (2.1) и дополнительно - обеспечение высокой осевой точности зажима с целью уменьшения припуска под операцию "вторичной подрезки торца" или устранение этой операции.

Анализ диапазонов диаметров прутков, обрабатываемых на токарных автоматах, показывает, что минимальный диаметр прутка $d_{min} = \frac{d_{max}}{2}$ (где d_{max} - максимальный диаметр прутка, обрабатываемый на данном автомате). Существующие патроны соответствующих типоразмеров с одним типом ПУЗ не обеспечивают охвата диапазона диаметров Δd без переналадок. Следовательно, необходимо сочетание ПУЗ.

Поскольку величины диапазонов диаметров прутков сравнительно небольшие, то достаточно сочетания двух ПУЗ, что приемлемо с точки зрения жесткости, точности, металлоемкости, габаритов ЩДЗП и т.п. Поэтому приемлемы варианты $X_{11} \dots X_{14}$. Дополнительному требованию - зажиму прутка без осевого смещения от упора (иными словами, зажимной элемент должен

иметь только радиальное перемещение), соответствуют схемы ШДЗП с выходным клиновым ПУЗ. Плунжерное ПУЗ на выходе не приемлемо, поскольку оно в процессе зажима вызывает оттягивание прутка от упора (имеет радиальное и осевое перемещение зажимного элемента). Учитывая габариты, силовые, жесткостные параметры, силовой контур ШДЗП имеет конструктивную вписываемость ПУЗ. Итак, входным ПУЗ принимаем плунжерное с сочетание ПУЗ по кортежам X_{12} .

Анализ схемы соединения ПУЗ по диапазону закрепляемых заготовок показывает, что для последовательной и параллельно-последовательной схем их соединения:

$$\bar{\Delta}d = 2X_T(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta), \quad (5.4)$$

для параллельной:

$$\bar{\Delta}d = 2X_T(\operatorname{tg}\alpha, \operatorname{tg}\beta), \quad (5.5)$$

Анализ основных характеристик ШДЗП на уровне синтеза конструктивных схем позволяет утверждать, что при использовании двух и более ПУЗ наиболее предпочтительными схемами их соединения с точки зрения широкодиапазонности являются последовательная и параллельно-последовательная, причем, параллельно-последовательная схема приводит к более сложным конструктивным решениям ШДЗП и ее применение может быть оправдано для закрепления заготовок с применением больших сил резания, при черновой обработке.

Учитывая ограничения, представленные в кортежах синтезированы конструктивные схемы ШДЗП тянущего и толкающего типов на основе сочетания двух ПУЗ - плунжер-клин представлены на рис.5.4, а,б. Расположение клинового ПУЗ между опорами плунжерного позволяет сохранить замкнутый, закрытый силовой контур патрона. Общий коэффициент усиления данного типа патронов без учета сил трения:

$$K_{II} = \frac{\cos\alpha \cdot \cos\beta}{\sin(\alpha + \beta)}. \quad (5.6)$$

Графические зависимости коэффициента усиления от суммы углов α и β представлены на рис.5.4,в (кривые 1, 2) соответственно при $\alpha = \beta$ и $\alpha = 2\beta$ или $\beta = 2\alpha$, диапазона диаметров закрепляемых заготовок от величины хода привода зажима 10 и 20 мм соответственно (кривые 3, 4).

Для перебора различных вариантов структур ШДЗП и выбора лучшего целесообразно принять балльную систему приоритета частных показателей в 10-балльной шкале. Каждому сочетанию ПУЗ дается свой балл в соответствии с эффектом действия на частный показатель (табл.5.2).

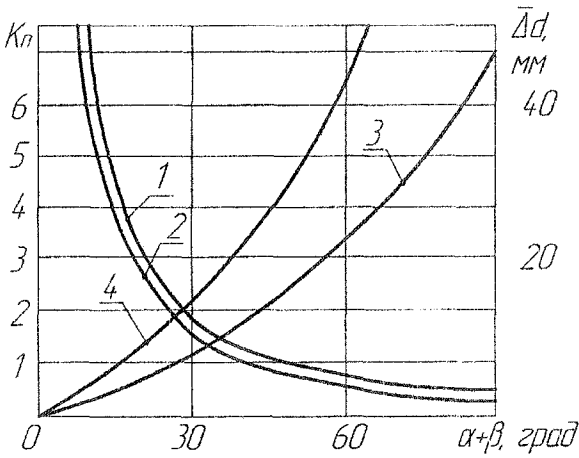
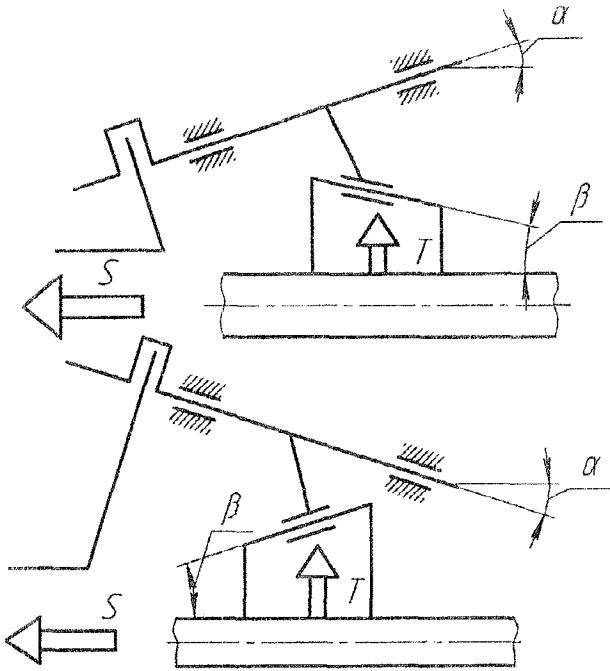


Рис. 5.4. Конструктивные схемы ШДЗП тянущего (а), толкающего (б) типов и их основные характеристики (в)

В таблице принято допущение, что при последовательной схеме соединения первое в обозначении ПУЗ соединено с приводом зажима, второе контактирует с заготовкой. Например: сочетание ПУЗ "К-П" - с приводом зажима соединено клиновое ПУЗ, с заготовкой контактирует - плунжернос. Сопоставление вариантов схем ШДЗП с различными ПУЗ, порядком сочетания производится по общему количеству баллов, схема ВДЗП с большим количеством баллов имеет предпочтение перед схемой с меньшим количеством баллов.

Так схема сочетания ПУЗ "П-К" имеет предпочтение перед другими при последовательном и параллельном соединении - 39,5 и 44,5 балла. Но в каждом конкретном случае проектирования ШДЗП не обходимо учитывать значение частных показателей, так например, схема "Р-Р" имеет преимущество перед указанной по показателю широкодиапазонности соответственно 8 и 10 баллов, но уступает по жесткости зажима 2,5 и 1,5 балла, по силе зажима 3,50 и 3 балла и т.п. Поэтому в каждом конкретном случае на основании исходных данных выбор схемы ШДЗП должен производиться с учетом общего количества баллов и баллов частных показателей, кроме того, при выборе ШДЗП по критерию (2.1), необходимо сопоставить баллы частных показателей и их сумму с соответствующими баллами ЗП с одним ПУЗ. Например, при выборе схемы ШДЗП для штучных заготовок с необходимостью осевого смещения заготовки до упора, находящегося на ЗП, предпочтительными схемами будут схемы с выходным плунжерным звеном "К-П, П-П, Р-П".

Анализ данных схем по баллам табл. 5.2 показывает, что при невысоких требованиях к частным показателям: силы, жесткости; предпочтительной является схема "Р-П", широкодиапазонность соответственно 8, 8, 9 баллов. С учетом всех показателей предпочтительная схема "П-К" - 39,5 балла. Таким образом, благодаря балльной системе оценки схем ШДЗП возможен достаточно быстрый и эффективный выбор рациональной схемы с учетом общих и частных показателей. Таблица системы баллов частных показателей может быть значительно расширена введением новых частных показателей, например, с учетом роста частот вращения шпинделей показателем сохранения силы зажима от частоты вращения и т.п. Аналогичные таблицы баллов частных показателей могут быть разработаны для ПШДЗП с числом ПУЗ более двух. Балльный подход к оценке схем ШДЗП позволяет формализовать выбор рациональных схем ЗП, разработать алгоритм выбора с применением ЭВМ.

Клиноплунжерные ШДЗП созданы по патенту СНГ №1604510 (патентообладатель – ООО «ЗМОК») [47].

Таблица 5.2

Частные показатели качества ШДЗП по 10-балльной шкале

Типы ПУЗ, характер сочетания	Показатель качества										
	Широкодиапа- зонность	Сила зажима	Жесткость зажима	Точность зажима		Прочность	Быстрей- шие	Долговеч- ность	Металлосем- кость	Технологич- ность	Общее количество баллов
				Радиа- льная	Осевая						
К	4	5	4	5	5	3	4	3	4	4	41
Р	5	4	3	4	4	3	5	3	4	4	39
П	4	5	5	5	3	4	4	3	4	5	42
К-П	$\frac{8}{4}$	$\frac{3,5}{6}$	$\frac{2,5}{9}$	4	3	3	4	3	3	3,5	$\frac{37,5}{42,5}$
П-К	$\frac{8}{4}$	$\frac{3,5}{6}$	$\frac{2,5}{9}$	4	5	3	4	3	3	3,5	$\frac{39,5}{44,5}$
К-К	$\frac{8}{4}$	$\frac{3,5}{6}$	$\frac{2}{8}$	4	5	2,5	4	3	3	3	$\frac{38}{42,5}$
П-П	$\frac{8}{4}$	$\frac{3,5}{6}$	$\frac{3}{10}$	4	3	4	4	3	2	3,5	$\frac{38}{43,5}$
Р-П	$\frac{9}{4}$	$\frac{3}{5}$	$\frac{1,8}{8}$	3,0	3	3	4,5	2,5	3	3,5	$\frac{36,3}{39,5}$
Р-К	$\frac{9}{4}$	$\frac{3}{5}$	$\frac{1,6}{7}$	3,0	5	3,0	4,5	2,5	3	3	$\frac{37,6}{40}$
П-Р	$\frac{9}{4}$	$\frac{3}{5}$	$\frac{1,8}{8}$	3	4	3	4,5	2,5	2	3,5	$\frac{36,3}{39,5}$
К-Р	$\frac{9}{4}$	$\frac{3}{5}$	$\frac{1,6}{7}$	3	4	3	4,5	2,5	3	3	$\frac{36,6}{39}$
Р-Р	$\frac{10}{5}$	$\frac{3}{5}$	$\frac{1,5}{6}$	3	4	3	4,5	2,5	3	3	$\frac{37,5}{39}$

Примечание: Цифры в числителе – количество баллов – для последовательной схемы соединения ПУЗ, в знаменателе – для параллельной

ШДЗП с непрерывной схемой охвата в зависимости от типоразмера обеспечивают без смены зажимных элементов и при минимальной переналадке следующие диапазоны зажимаемых прутков (в мм):

Одношпиндельные токарно-револьверные автоматы:

ШДЗП 1Е116 – 8... 16,

ШДЗП 1Е140 – 20... 40,

ШДЗП 1Е165 – 32... 65,

многошпиндельные токарные автоматы:

ШДЗП 1Б240 – 20... 40,

ШДЗП 1Б265 – 32...65,

токарно-револьверные и токарные станки с ЧПУ:

ШДЗП-150 – 10... 25,

ШДЗП-200 – 20...40.

Расширение диапазона в сторону минимального диаметра зажимаемого прутка возможно за счет смены вкладышей, как это выполнено в ШДЗП-250, где при одном комплекте вкладышей обеспечивается диапазон от 20 до 40 мм, а при втором - от 40 до 60 мм.

Основные преимущества ШДЗП:

- устранение комплектов зажимных цанг;
- существенное сокращение времени на переналадку станка;
- высокая осевая точность зажима, т. е. устранение оттягивания прутка, что позволяет исключить вторичную подрезку торца или существенно сократить припуск на нее;
- вписываемость в рабочее пространство станка без переналадки (или доработки) шпиндельного узла;
- возможность работы на высоких частотах вращения за счет замкнутого закрытого силового контура патрона.

Ниже приводятся описания типовых конструкций и принципа работы ШДЗП.

Патрон содержит корпус 3 (рис. 5.5, а) с расположенными под углом отверстиями, в которых размещены с возможностью осевого перемещения плунжеры 2, связанные с ним клиновые зажимные кулачки 6, привод перемещения плунжеров (не показан), связанный со штоком 1. Между плунжерами 2 и радиально перемещаемыми зажимными кулачками 6 размещены жестко связанные с плунжерами 2 (или заодно выполненные с ними) сухари 4, снабженные Т-образными поверхностями 8 под соответствующие пазы 5 в клиновых зажимных кулачках 6, контактирующими с прутком 7, причем углы наклона плунжеров 2 (α) Т-образных пазов кулачков 6 (β) противоположны по направлению.

Патрон работает следующим образом, При перемещении штока 1 влево плунжеров 2 к центру (перемещение плунжеров одновременно в осевом и радиальном направлениях), клиновые кулачки 6 перемещаются по направляющим корпуса 3 к оси патрона посредством связанных с плунжерами 2 сухарей 4 с наклонными пазами. Происходит зажим прутка 7. Разжим прутка производится при перемещении штока 1 вправо.

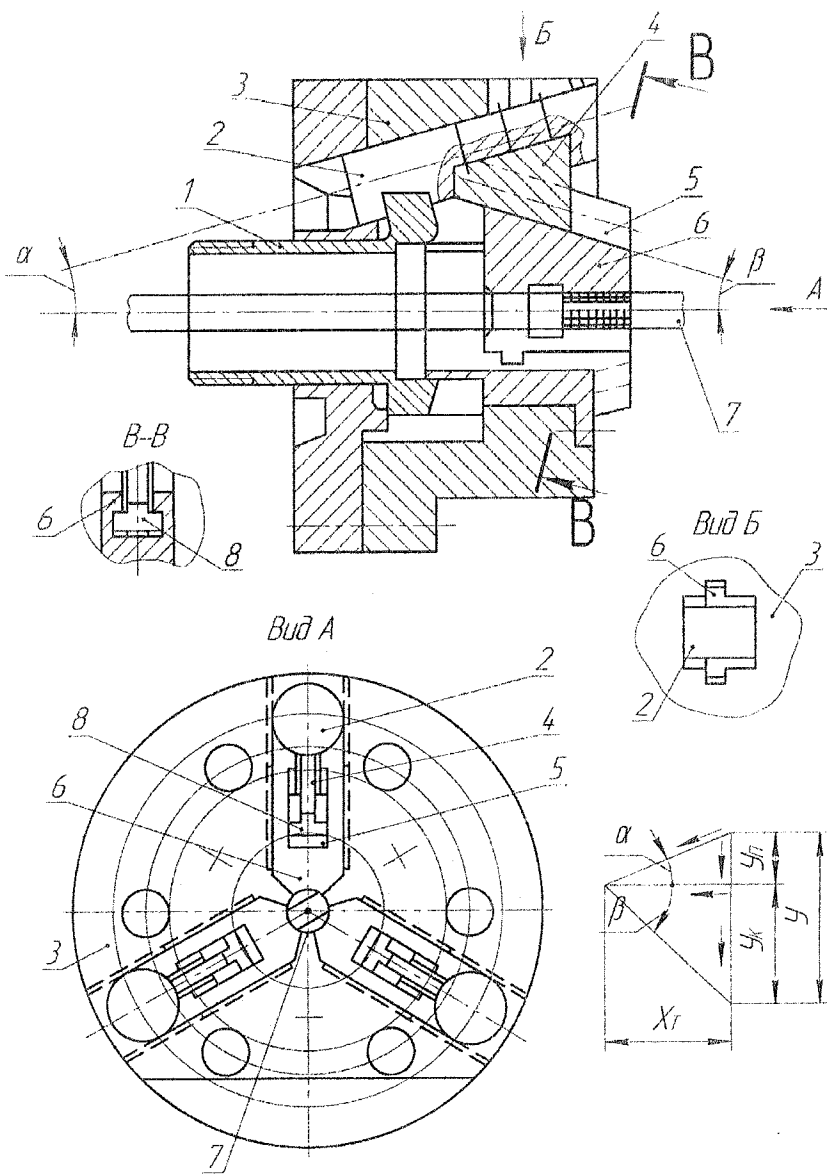


Рис. 5.5. Клиноплунжерный широкодиапазонный зажимной патрон с приводом тянущего типа (а) и схема перемещений его элементов (б)

Схема перемещений звеньев патрона представлена на рис.5.5, б, где обозначено X_T - осевой ход привода зажима; Y_{Π} - радиальное перемещение плунжера; Y_K - составляющая радиального перемещения клинового зажима кулачка б от Т-образных поверхностей; Y - общее перемещение зажимных кулачков по радиусу, равное:

$$Y = Y_{\Pi} + Y_K.$$

Стрелками указано направление перемещения звеньев патрона. Из схемы (рис. 5.5, б) следует, что:

$$Y_{\Pi} = X_T \cdot \operatorname{tg}\alpha; \quad Y_K = X_T \cdot \operatorname{tg}\beta.$$

Тогда

$$Y = X_T \cdot (\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta),$$

где α - угол наклона плунжеров к оси патрона; β - угол наклона Т-образных поверхностей к оси патрона.

Описанная конструкция ШДЗП применяется в станках с приводом тянущего типа: многошпиндельных токарных автоматах, токарных станках с ЧПУ, токарно-револьверных станках. Для снижения трудоемкости изготовления патрона его корпус целесообразно выполнять составным. Для ШДЗП, применяемых в одношпиндельных токарно-револьверных автоматах мод. Е116, 1Е140, 1Е165 и им подобных, у токарных привод зажима нажимного типа, углы наклона плунжеров и клиновых кулачков противоположного направления (рис. 5.6), хотя принцип работы аналогичный.

Для успешного применения ПЦ5П целесообразно использовать широкодиапазонные подающие цанги (ШПЦ) [14].

Теоретический анализ силовых и кинематических характеристик ШДЗП (рис. 5.7) позволил выбрать их рациональные параметры и наметить пути их дальнейшего совершенствования с точки зрения уменьшения габаритов и вписывания их в рабочие зоны одношпиндельных и многошпиндельных токарных автоматов (табл. 5.3).

При использовании ШДЗП на универсальных токарных станках (например, мод. 16К20) необходимо применять привод зажима и подачи прутка, выполнив его например, гидравлическим или пневматическим, аналогично тому как это выполняется в токарных станках с ЧПУ и токарно-револьверных станках.

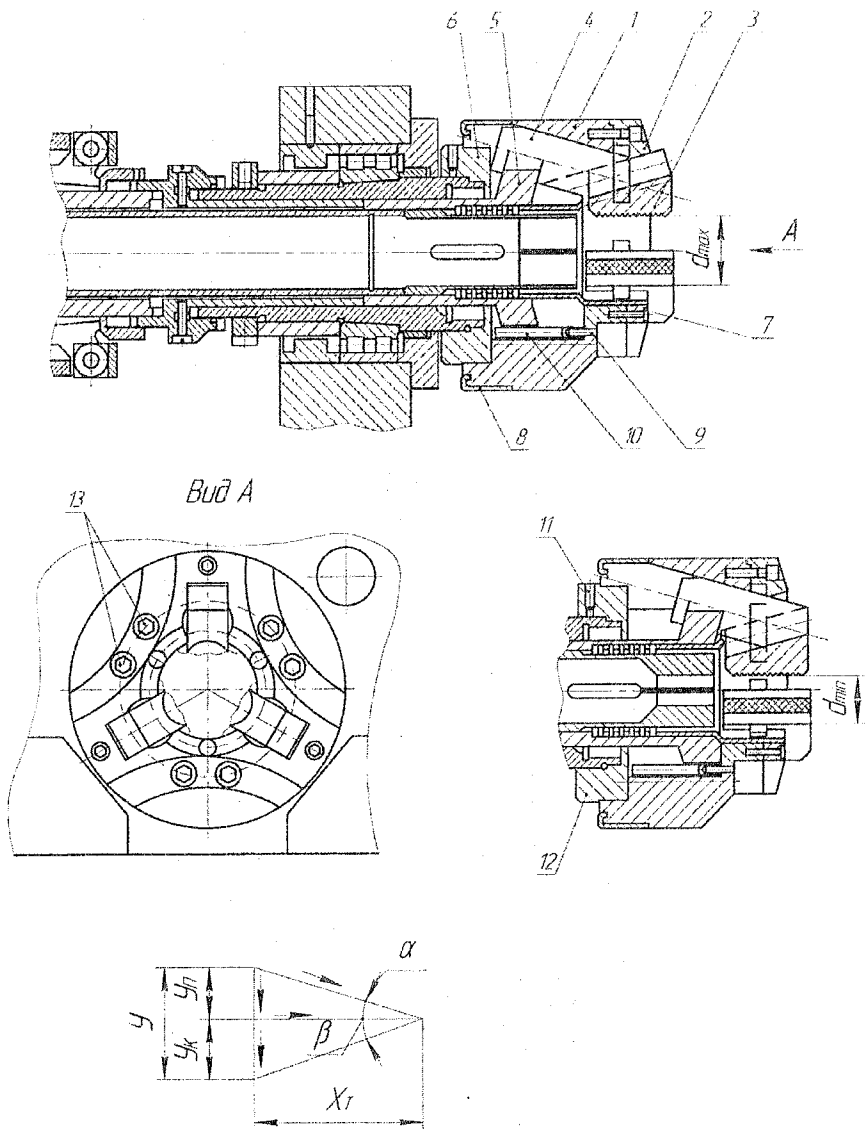


Рис. 5.6. Клиноплунжерный широкодиапазонный зажимной патрон с приводом нажимного типа (а) и схема перемещений его элементов (б)

$\Delta d, \text{ мм}$ $K_{\text{пр}}$

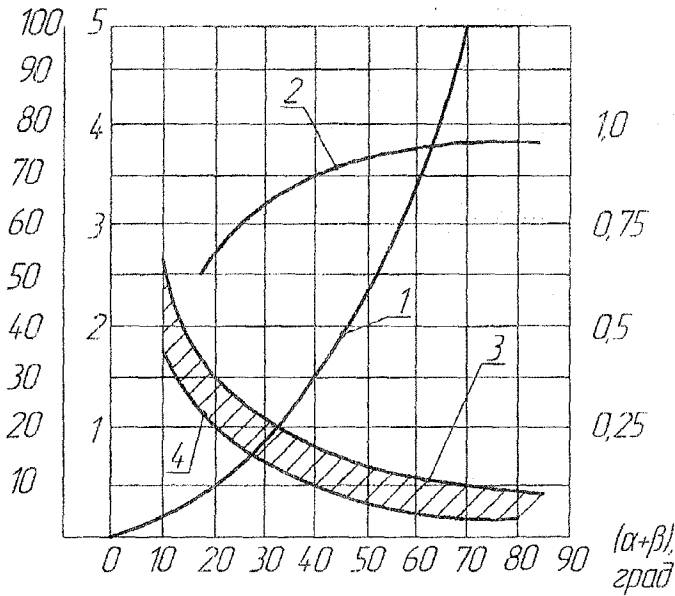


Рис. 5.7. Графики зависимости от суммы углов наклона плунжера и клина диапазона зажимаемых диаметров (1), коэффициента полезного действия (2) и коэффициента усиления при разных углах трения (3, 4) широкодиапазонного зажимного патрона

Таблица 5.3

Краткие технические характеристики ШДЗП различного исполнения

Модель станка	Шифр патрона	Диапазон зажима, мм	Габариты, мм	
			диаметр	длина
1E116	ШДЗП 1E116	8...16	120	65
1E140	ШДЗП 1E140	20...40	158	138
1E165	ШДЗП 1E165	32...65	204	170
1B240-6	ШДЗП 1B240	20...40	145	95
1B265-6	ШДЗП 1B265	32...65	195	132
1Г325, 1З25Ф3	ШДЗП-150	10...25	133	87
1К341, 1Г340, 1В340Ф30, 1А62, 1К62, 16К20Ф3	ШДЗП-200	20...40	220	158
163, 1М63, 1П365	ШДЗП-250	20...40 (20...40, 40...60)	260	158

Для расширения технологических возможностей и зажима тонкостенных и хрупких деталей типа тел вращения предложен самоцентрирующийся патрон по а.с. СССР №1808488 [54], разработанный в Московском институте нефти и газа им. И.М. Губкина. Патрон (рис. 5.8) состоит из корпуса 1, прикрепленного к фланцевой части 2, неподвижно соединенной со шпинделем. На роликовых направляющих 3 крепится неподвижный люнет 4, имеющий подвод для сжатого воздуха 5 в пневмоканал фланцевой части 2 и корпуса 3. Пневмоканал корпуса имеет выходы 7 к двум камерам 8, закрепленным на кулачке 9. Каждая из камер 8 разделена на две полости эластичной мембраной 10. Полость между внешней 11 и внутренней 12 мембранами заполнена шарообразными телами 12. Кулачок 9 перемещается в радиальном направлении при помощи зубьев гребенки, находящейся в зацеплении с зубьями колеса 13 до соприкосновения штифтов 14 с телом детали 15.

При установке заготовки 15 производят сведение к центру кулачков 9 при помощи вращения колеса 13, при этом базирование заготовки производится с помощью штифтов 14, жестко закрепленных на кулачке 9. После приведения в соприкосновение штифтов 14 с заготовкой 15 производят подачу сжатого воздуха через пневмосистему в свободную полость камеры 8. Избыточное давление в свободной полости пневмокамеры создает давление на внутреннюю мембрану, которая передает, в свою очередь, давление на шарообразные тела, заполняющие полость смежную с наружной мембраной. Давление равномерно распределено по всей поверхности внешней мембраны, контактирующей с заготовкой 15, что создает благоприятную возможность использования патрона для зажима тонкостенных деталей.

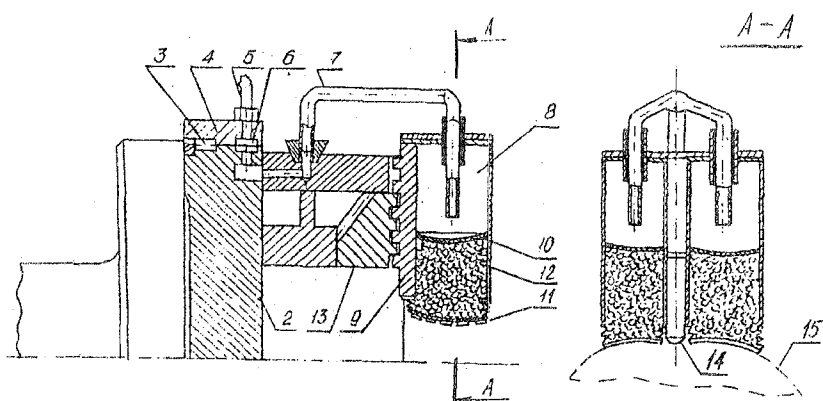


Рис. 5.8. Широкодиапазонный зажимной патрон с упруго-текущей средой в зажимных элементах (а.с. СССР №1808488)

5.2. Схемы и конструкции широкодиапазонных инструментальных зажимных патронов

Речь идет об инструментальных зажимных патронах (ИЗП), предназначенных для зажима режущих инструментов с цилиндрическим хвостовиком: сверл, фрез, разверток, зенкеров и т.п.

Широкодиапазонные ИЗП в отличие от цанговых патронов, где переход на зажим определенного номинального диаметра обеспечивается сменой зажимной цанги, должны иметь достаточный ход зажимных элементов (кулачков различной формы) для охвата всего рабочего диапазона диаметров зажимаемых хвостовиков инструмента.

5.2.1. Синтез схем и конструкций клиновых сверлильных патронов без ключа

Сверлильные самоцентрирующиеся патроны являются универсальными и быстродействующими зажимными устройствами, с помощью которых режущий инструмент в определенном диапазоне размеров может быстро и надежно зажиматься [9,37,38]. Универсальность обеспечивается подвижностью зажимных элементов патрона, которые с помощью специального механизма перемещаются взаимозависимо и синхронно на одинаковое расстояние от оси.

Широко применяются трехкулачковые сверлильные патроны, которые в зависимости от способа приложения зажимного усилия бывают двух видов: 1) с ключом; 2) без ключа. Первые имеют много недостатков: необходимость использования специального ключа; быстрый износ резьбы и клиньев; сравнительно малая точность центрирования; тенденция к саморазбиванию инструмента при работе; опасность травмирования, связанная с наличием открытой зубчатой передачи. Из-за указанных недостатков предпочтительными являются патроны без ключа.

Независимо от широкого применения трехкулачковые сверлильные патроны без ключа не удовлетворяют требованию надежного закрепления из-за коэффициента усиления; имеют относительно большой радиальный габарит, что существенно сказывается на увеличении сил инерции (центробежных сил) для высокооборотных станков. Эти недостатки обуславливают необходимость создания трехкулачковых сверлильных патронов без ключа с повышенными силовыми и другими техническими характеристиками и уменьшенными радиальными габаритами.

Основные требования, предъявляемые к трехкулачковым сверлильным патронам без ключа, – жесткость и точность зажима осевых инструментов с

широким диапазоном их диаметров. Для выполнения этих требований необходимо наличие в патроне звеньев, которые многократно увеличивают силу, приложенную в начале силового пути (от привода). Для этого самыми удачными являются последовательно связанные винтовая пара и клиновая передача со свойственной им большой компактностью, что используется рядом фирм.

Составленная морфологическая модель (табл.5.4) позволяет синтезировать множество функциональных схем M_{cx} клиновых патронов, образованных от множеств структур M_{cm} и связей M_{cv} . На основе табл.5.4 множества M_{cm} и M_{cv} можно представить в виде матриц структур St и связей Sv , обозначив элементы матриц через соответствующую нумерацию альтернатив:

$$St = \begin{vmatrix} 1.1 & 1.2 & 1.3 & 1.4 \\ 2.1 & 2.2 & 2.3 & 2.4 \\ 3.1 & 3.2 & 3.3 & 3.4 \\ 4.1 & 4.2 & 4.3 & 4.4 \\ 5.1 & 5.2 & 5.3 & 5.4 \\ 6.1 & 6.2 & 6.3 & 6.4 \end{vmatrix}; \quad Sv = \begin{vmatrix} 7.1 & 7.2 & 7.3 & - \\ 8.1 & 8.2 & 8.3 & 8.4 \\ 9.1 & 9.2 & 9.3 & 9.4 \\ 10.1 & 10.2 & 10.3 & - \\ 11.1 & 11.2 & 11.3 & - \\ 12.1 & 12.2 & 12.3 & - \end{vmatrix}. \quad (5.7)$$

Для получения функциональных схем трехкулачковых сверлильных патронов без ключа необходимо взять сочетание различных элементов и связей, выбрав по одной альтернативе от каждого ряда двух матриц. Образованные таким образом схемы подлежат всестороннему разбору, критике и сравнительной оценке.

По морфологической матрице (5.7) можно определить рациональные схемы (рис.5.9). Схема на рис.5.9,а – комбинация элементов матриц структур St и связей Sv в виде морфологической формулы (1.1 – 2.1 – 3.1 – 4.1 – 5.1 – 6.1)+(7.1 – 8.1 – 9.4 – 10.3 – 11.2 – 1.2) – представляет трехкулачковый сверлильный патрон без ключа фирмы патрон SBF фирмы Albrecht. Выполнение резьбовой связи между цилиндрической и конусной втулками вместо 4.1 и 5.1 в виде 4.2 и 8.2 и замена связей втулки с корпусом 8.1 и 9.4 на 8.3 и 9.2 приводит к повышению радиальной точности зажима инструмента, так как конусная втулка базируется по корпусу (рис.5.9,б). Коэффициент усиления патрона повышается, если клинья вместо односторонних 6.1 выполнить двухсторонними 6.2 (рис.5.9,в). Наиболее высокий коэффициент усиления и возможность расширения охвата диаметров зажимаемых деталей обеспечивает схема (рис.5.9,г) благодаря увеличению осевого хода резьбовой втулки (замена

1.1 и 2.1 на 1.2 и 2.2). Схема (рис.5.9,д) позволяет повысить коэффициент усиления патрона благодаря минимизации трения между корпусом патрона и торцевой поверхностью клина при радиальном перемещении.

Механические преобразователи в рассмотренных схемах представляют последовательно связанные винтовую пару и клиновую передачу. Основными характеристиками этих механических преобразователей являются кинематическое передаточное отношение u_n , коэффициент усиления k_n и КПД η_n патрона, условие самоторможения, компактность и технологичность.

Таблица 5.4. Морфологическая таблица клиновых сверлильных патронов

Структура				
Элементы	1	2	3	4
1. Корпус	1.1. С внутренней резьбой	1.2. С наружной резьбой	1.3. С упорной резьбой	1.4. Без резьбы
2. Винт или втулка	2.1. Винт с наружной резьбой	2.2. Втулка с внутренней резьбой	2.3. Без резьбы	2.4. Без винта или втулки
3. Сепаратор	3.1. С каналами вдоль оси	3.2. С наклонными каналами	3.3. С радиальными каналами	3.4. Без сепаратора
4. Конусная втулка	4.1. С внутренней резьбой	4.2. С наружной резьбой	4.3. Без резьбы	4.4. Без конусной втулки
5. Цилиндрическая втулка	5.1. С наружной резьбой	5.2. С внутренней резьбой	5.3. Без резьбы	5.4. Без цилиндрической втулки
6. Клин	6.1. Односторонний	6.2. Двухсторонний	6.3. Двухсторонний комбинированный	6.4. Прямоугольный
Связи между элементами				
7. Корпус-винт	7.1. Цилиндрическая резьба	7.2. Конусная резьба	7.3. Нет связи	

8. Корпус- конусная штулка	8.1. Радиаль- ное трение скольжения, осевое тре- ние качения	8.2. Осевое трение качения	8.3. Радиаль- ное трение скольжения	8.4. Нет связи
9. Корпус- цилиндричес- кая штулка	9.1. Радиаль- ное трение скольжения, осевое тре- ние качения	9.2. Осевое трение качения	9.3. Радиаль- ное трение скольжения	9.4. Нет связи
10. Корпус- клин	10.1. Конус- ная резьба	10.2. Упор- ная резьба	10.3. Нет связи	-
11. Винт- клин	11.1. Трение качения	11.2. Трение скольжения	11.3. Нет связи	-
12. Клин- конусная штулка	12.1. Трение качения	12.2. Трение скольжения	12.3. Нет связи	-

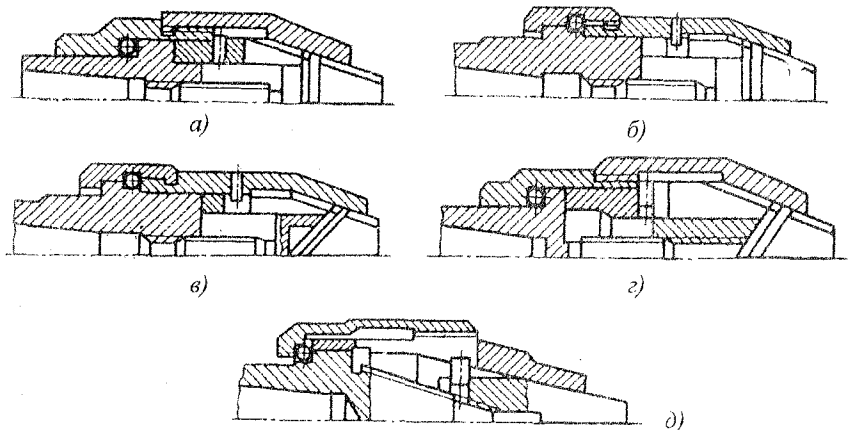


Рис. 5.9. Схемы клиновых сверлильных патронов, синтезированных по табл. 9.4. с комбинацией элементов структуры Ст и связей Св: а) (1.1 - 2.1 - 3.1 - 4.1 - 5.1 - 6.1) + (7.1 - 8.1 - 9.4 - 10.3 - 11.2 - 12.2); б) (1.1 - 2.1 - 3.1 - 4.2 - 5.2 - 6.1) + (7.1 - 8.3 - 9.2 - 10.3 - 11.2 - 12.2); в) (1.1 - 2.1 - 3.1 - 4.2 - 5.2 - 6.2) + (7.1 - 8.3 - 9.2 - 10.3 - 11.2 - 12.2); г) (1.2 - 2.2 - 3.1 - 4.1 - 5.1 - 6.2) + (7.1 - 8.4 - 9.1 - 10.3 - 11.2 - 12.2); д) (1.2 - 2.4 - 3.4 - 4.2 - 5.2 - 6.3) + (7.3 - 8.3 - 9.2 - 10.1 - 11.3 - 12.2)

Коэффициент усиления патрона $k_n = T_{\Sigma} / P_{окр}$, где T_{Σ} – сумма сил трех клиньев, прижимающая инструмент; $P_{окр}$ – условная периферийная (окружная), сила, действующая на плечо $R_p = D/2$, представляющее радиальный габарит патрона. Коэффициент k_n можно представить как произведение частных коэффициентов усилия k_{yc1} и k_{yc2} , которые учитывают потери на трение в силовом потоке: $k_n = k_{yc1} k_{yc2}$.

Коэффициент усиления винтовой пары определяется зависимостью:

$$k_{yc1} = \frac{D}{(tg\psi + \rho')d_2 + 2R_m}, \quad (5.8)$$

где D – наружный диаметр патрона; R_m – радиус трения в упоре винта; ψ , d_2 и ρ' – соответственно угол подъема винтовой линии, средний диаметр и приведенный угол трения резьбы. Величины где D , R_m и ρ' являются конструктивными параметрами.

Для повышения k_{yc1} необходимо, чтобы диаметр d_2 и шаг резьбы p винтовой пары принимали минимальные значения, определяемые условием прочности. Кроме того, целесообразно использовать шлифованные резьбы и резьбовые профили с малым углом, например, трапецеидальные.

Коэффициент усиления клиновой передачи определяется зависимостью $k_{yc2} = (a/b)\eta_2$, где a – осевой ход винта; b – радиальный ход клина; η_2 – КПД клиновой передачи.

Принцип виртуальных перемещений дает возможность сравнить по коэффициенту k_{yc2} односторонний (рис.5.10,а) и двухсторонний (рис.5.10,б) клинья и установить преимущества патрона с двухсторонним клином. Уравнения виртуальных работ действующих сил имеют вид:

– для одностороннего клина:

$$\sum_{i=1}^n \delta A_i = S_{\Sigma} \delta_a - \mu S_{\Sigma} \delta_r - \mu N \delta_n - T_{\Sigma} \delta_r = 0 \quad (5.9)$$

– для для двухстороннего перемещения точек приложения действующих сил:

$$\sum_{i=1}^n \delta A_i = S_{\Sigma} \delta_a - \mu F \delta_f - \mu N_1 \delta_{n1} - T_{\Sigma 1} \delta_r = 0 \quad (5.10)$$

Виртуальная работа сил трения μS_{Σ} и μN является постоянной величиной, а виртуальная работа сил трения μF и μN_1 – функцией x , т. е. $\delta A_i(x) = \mu F \delta_f + \mu N_1 \delta_{n1}$. После преобразования этой формулы и

дифференцирования по x приравняем ее к нулю; получим корень уравнения $x = 0,5a$. Так как график функции $\frac{d}{dx}(\delta A(x))$ меняет знак от «+» до «-», то соотношение $x = d/2$ обуславливает минимум функции $\delta A(x)$. Последняя меняется по параболическому закону, имеет минимум при $x = a/2$ и самое высокое значение при $x = 0$ и $x = a$. Следовательно, при использовании двухстороннего клина коэффициент усиления k_{yc2} повышается из-за меньших потерь работы от сил трения.

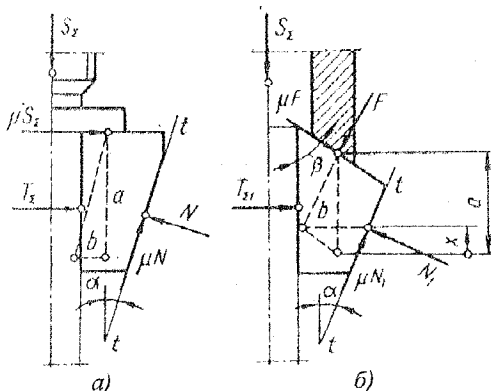


Рис. 5.10. Схемы силового взаимодействия винтовой пары с односторонним (а) и двухсторонним (б) клиньями

полученного коэффициента усиления к идеальному, представляющему обратную величину передаточного отношения:

$$\eta_2 = \frac{ctg(\alpha + \rho)}{ctg\alpha} = ctg(\alpha + \rho) \cdot tg\alpha, \quad (5.12)$$

Из схемы перемещений (рис.5.12) винтовой пары и клиновой передачи выражения для k_{yc2} и η_2 можно представить виде:

$$k_{yc2} = a/(b + \Delta b); \quad \eta_2 = b/(b + \Delta b) \quad (5.13)$$

Существенное влияние на коэффициент усиления k_{yc2} и КПД η_2 оказывает отношение осевого хода a винта к радиальному ходу b клина (рис.5.11). При заданных значениях a и b k_{yc2} имеет максимальное значение при равенстве углов двухстороннего клина α и β ($\alpha = \beta$):

$$k_{yc2} = 2ctg(\alpha + \rho), \quad (5.11)$$

где ρ – угол трения между клином и опорной поверхностью. КПД – отношение

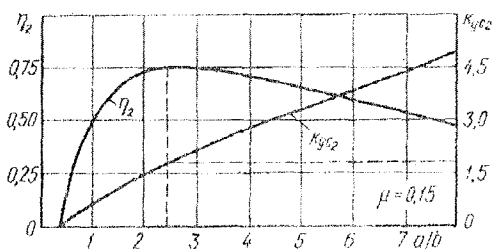


Рис. 5.11. Графики зависимости КПД и коэффициента усиления клиновой передачи от отношения a/b

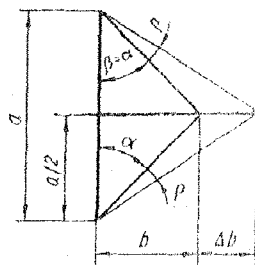


Рис. 5.12. Схема перемещения винтовой пары и клиновой передачи

После замены Δb через a и b , полагая $z = a/b$ и $\operatorname{tg} \rho = \mu$, получаем

$$k_{yc2} = (2z - 4\mu) / (2 + \mu z); \quad \eta_2 = (2z - 4\mu) / (2z + \mu z^2). \quad (5.14)$$

Функция $k_{yc2} = k_{yc2}(z)$ является монотонно возрастающей, предел которой при $z \rightarrow \infty$ равен $2/\mu$. После дифференцирования η_2 по z и приравнивания к нулю получим $z_{opt} = 2(\mu + \sqrt{1 + \mu^2})$, при котором $\eta_2 \rightarrow \max$. Часто $\mu = 0,15$ и, следовательно, оптимальное значение $z_{opt} = 2,3$ и $\eta_2 = 0,75$ (рис.5.10).

При взаимодействии винтовой пары и двухсторонней клиновой передачи возможны три случая (рис.5.13): 1) твердое касание между торцом хвостовика инструмента и головкой винта с перемещением упора 5 на расстояние $\delta_r / \operatorname{tg} \alpha$, где δ_a и $\delta_r / \operatorname{tg} \alpha$ упругие перемещения в осевом направлении винта 1 и клина 2; 2) расстояние между торцом хвостовика инструмента и головкой винта больше, чем $\delta_r / \operatorname{tg} \beta$, с перемещением упора 5 на расстояние $\delta_r / \operatorname{tg} \alpha$; с точки зрения надежности закрепления этот случай самый удобный, так как обеспечивает самозажим не только от момента резания, но и под действием осевой силы резания; 3) расстояние между торцом хвостовика инструмента и головкой винта тем больше, чем больше $\delta_r / \operatorname{tg} \beta$, имеется неподвижный упор.

Схемы нагружения и коэффициенты усиления для трех случаев приведены в табл.5.9.

На основе дифференциально-морфологического метода синтеза функциональных схем разработаны новые конструкции клиновых сверлильных патронов без ключа [13, 17, 24, 42]. Основной предпосылкой для создания патронов с использованием двухстороннего клина является обеспечение малых потерь на работу сил трения.

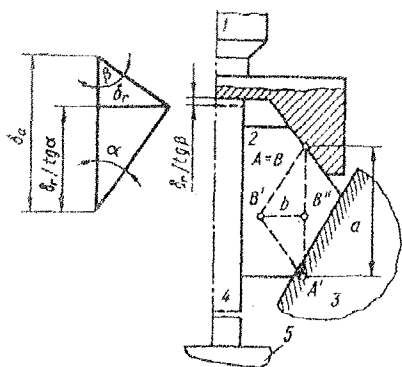


Рис. 5.13. Расчетная схема для определения упругого перемещения при взаимодействии винтовой пары и двухстороннего клина: 1 – винт; 2 – клин; 3 – направляющая; 4 – инструмент; 5 – упор

в которых размещены зажимные клинья 10. В последних выполнены наклонные каналы под углом β , равным углу наклона пазов в головной части винта 8. Для облегчения смены инструмента на корпусе 1 может быть установлена посредством винта 2 разрезная втулка 3.

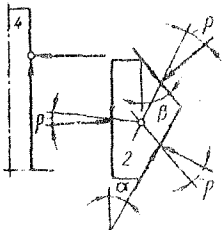
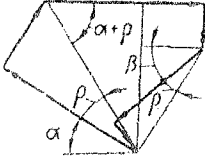
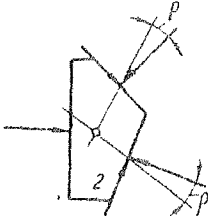

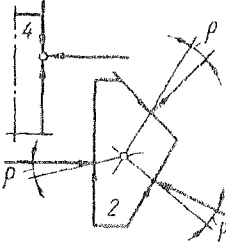
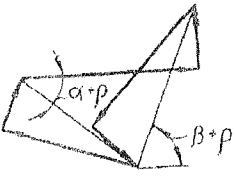
При вращении конусной втулки 9 на корпусе 1 посредством штифта 7 и сепаратора 6 зажимные клинья 10 вращают винт 8, в результате чего последний перемещается вдоль оси и перемешивает клинья 10 относительно втулки 9 в продольных Т-образных пазах сепаратора 6. Таким образом клинья 10 расходятся, а при обратном вращении сходятся, закрепляя режущий инструмент. При работе под действием момента резания винт 8, выполненный с левой резьбой, стремится отжаться от корпуса 1, что приводит к дополнительному зажиму режущего инструмента. Патрон (рис.5.14,а) устанавливают в шпиндель станка посредством отверстия с конусом Морзе, а патрон (рис.5.14,б) – посредством резьбы. Такие патроны предназначены для закрепления преимущественно сверл с цилиндрическим хвостовиком, а также зенкеров, разверток и других подобных инструментов. Кроме повышения коэффициента усиления преимуществом патронов является высокая радиальная точность зажима инструмента и повышенная технологичность конструкции.

Самый высокий коэффициент усиления при зажиме обеспечивает широкодиапазонный клиновой сверлильный патрон (рис.5.14,в) вследствие увеличения осевого хода резьбовой втулки 8, которая неподвижно связана с втулкой 5, поджатой к корпусу 1 через шарики 4, посредством резьбы

Высокоточный клиновой сверлильный патрон без ключа (рис.5.14,а) состоит из корпуса 1, цилиндрической 5 и конусной 9 втулок, неподвижно связанных между собой с помощью резьбы; причем втулка 6 поджата к корпусу через шарики 4, снижающие потери на трение. В конусной втулке 9 размещены клинья 10, установленные в сепараторе 6 и головной части винта 5, связанного с корпусом через резьбу, обеспечивающую возможность осевого перемещения. В головной части винта 8 выполнены Т-образные наклонные пазы, в

относительно корпуса 1 с разрезной втулкой 3, стянутой винтом 2. С помощью штифта 6 и сепаратора 7 зажимные клинья 10 закручивают втулку 8, в результате чего она перемещается по оси и перемещает клинья относительно втулки 9 в продольных пазах сепаратора. Клинья перемещаются радиально и закрепляют режущий инструмент. Такие патроны предназначены для зажима сверл с длинным цилиндрическим хвостовиком, а также зенкеров, разверток и других инструментов.

Таблица 5.5. К расчету коэффициентов усиления k_{yc} клиновой передачи клиновых сверлильных патронов без ключа

Схема нагружения	Силовой многоугольник	Формула
		$\frac{ctg(\alpha + \rho) + ctg(\beta + \rho)}{1 - tgp \cdot ctg(\alpha + \rho)}$
		$ctg(\alpha + \rho) + ctg(\beta + \rho)$
		$\frac{ctg(\alpha + \rho) + ctg(\beta + \rho)}{1 + tgp \cdot (ctg(\alpha + \rho) + ctg(\beta + \rho))}$

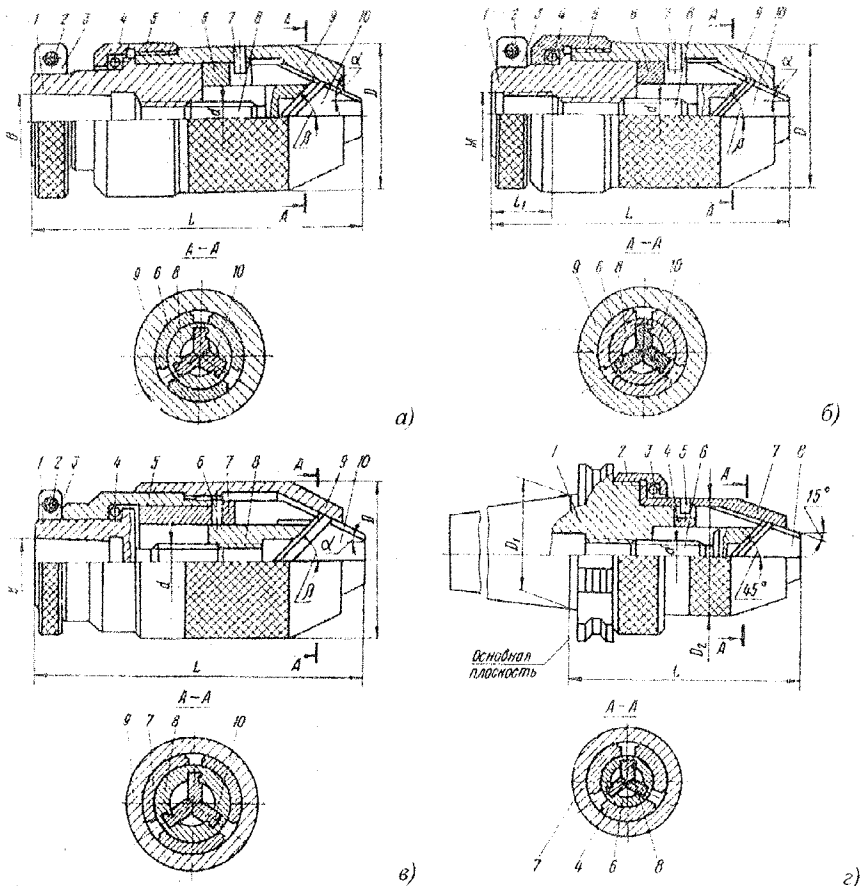


Рис. 5.14. Конструкции высокоточных клиновых сверлильных патронов без ключа с присоединением в виде конуса Морзе (а, в), с присоединительной резьбой (б) и коническим хвостовиком 7:24 (з)

Широкодиапазонный клиновой сверлильный патрон (рис.5.14,з) является вариантом исполнения патрона (рис.5.14,а) и предназначен для оснащения станков с ЧПУ и многоцелевых станков. Корпус 1 выполнен в виде инструментальной оправки с конусностью 7:24. При вращении конусной втулки 7, поджатой к корпусу втулкой 2 через шарики 3 посредством штифта 5 и сепаратора 4, вращается и перемещается в осевом направлении винт 6. В результате зажимные клинья 8 расходятся или сходятся во втулке 7, закрепляя режущий инструмент.

На базе конструкций, показанных на рис.5.14 разработаны четыре размерных ряда клиновых сверлильных патронов без ключа, основные параметры которых приведены в табл. 5.6, 5.7.

Таблица 5.6. Основные параметры и силовые характеристики широкого-диапазонных клиновых сверлильных патронов без ключа для станков с ЧПУ и многоцелевых станков (рис. 5.13,2)

Обозначение конуса	Диапазон зажима, мм	D_1 , мм	L , мм				D_2 , мм	d , мм	k_{yc1}	k_{yc2}	k_n	$M_{кр}$, Н·м	M_3 , Н·м	$P_{окр}$, Э
			Хвостовик, форма											
			A	B	C	D								
40	0,5-10	44,45	97	90	-	-	39	Тр12х2	17	4,6	78	11	4	200
	1-13		-	-	-	105						16,5	4,5	225
45	1-13	57,15	110	106	-	-	48		20	4,6	92	16,5	4,5	190
	3-16		-	-	-	124						22,5	5	210
50	3-16	69,85	114	110	144	133	55	22,6	4,6	104	22,5	5	180	

В табл.5.6, 5.7 приняты следующие обозначения: k_{yc1} , k_{yc2} – коэффициенты усиления винтовой пары и клиновой передачи; $k_n = k_{yc1}k_{yc2}$ – коэффициент усиления патрона; $M_{кр}$ – крутящий момент зажима инструмента на выходе зажимного патрона; M_3 – крутящий момент ручного зажима инструмента на входе; $P_{окр}$ – окружная (периферийная) сила зажима создающая момент $M_3 = TD/2$.

Коэффициент усиления патронов определен при значении коэффициента трения отдельных трущихся пар $f = 0,15$, а значение момента $M_{кр}$ относится к верхней границе диапазона зажимаемых диаметров. Зависимость между моментами $M_{кр}$ и M_3 определялась за зависимость:

$$M_3 = M_{кр} D / d_{max} k_n \mu, \quad (5.15)$$

где d_{max} – максимальный диаметр хвостовика зажимаемого инструмента; μ – коэффициент сцепления между хвостовиком инструмента и кулачками.

ООО «ЗМОК» разработала гамму клиновых сверлильных патронов с различным присоединением к шпинделю станка и сверлильной машины (различные дрели) (рис.5.15).

Таблица 5.7. Основные параметры и силовые характеристики высокоточных клиновидных сверлильных патронов без ключа

Типо-размер	Диапазон зажима, мм	Конус Морзе (резьба М6хL)	D ₁ , мм	L ₁ , мм	d, мм	α, град	β, град	k _{ув1}	k _{ув2}	k _n	M _{оп} , Н·м	M _б , Н·м	P _{опр} , Н
<i>С присоединением в виде конуса Морзе (рис. 5.13,а)</i>													
4	0,2 - 4	B10	24	52	M6x1LH	26		19,2	2,8	53,8	2,5	2	160
6	0,5 - 6	B10	31	70	M8x1,25LH	18	45	18,8	3,5	65	4	2,5	170
		B12		72									
10	1 - 10	B16	42	97	Tr10x2LH	24		20,5	3	61,5	11	5	240
13	1 - 13	B16	48	110	Tr10x2LH	24		23,4	3	70,2	16,5	6	250
16	3 - 16	B16	54	114	Tr12x2LH	28		22,5	2,6	59,5	22,5	8,5	300
<i>С присоединением в виде конуса Морзе (рис. 5.13,б)</i>													
4	0,2 - 4	B10	28	52	M6x1LH	22		23,4	2,5	58,5	2,5	2	140
8	0,5 - 8	B12	35	72	M8x1,25LH	21	45	22,1	2,6	56,7	7	3,5	200
		B16		97									
12	1 - 12	B16	46	97	Tr10x2LH	23		22,7	2,4	54,4	15	6,5	290
16	3 - 16	B16	52	110	Tr10x2LH	25		26,3	2,3	60,4	22,5	8	300
<i>С присоединительной резьбой (рис. 5.13,б)</i>													
6	0,5 - 6	M6x10	31	70	M8x1,25LH	18		18,8	3,5	65	4	2,5	170
10	2 - 10	M12x14	42	89	Tr10x2LH	24	45	20,5	3	61,5	11	5	240
		M12x14		102									
13	2,5 - 13	M12x14	48	102	Tr10x2LH	24		23,4	3	70,2	16,5	6	250
16	3 - 16	M16x16	54	108	Tr12x2LH	28		22,5		59,5	22,5	8,5	300

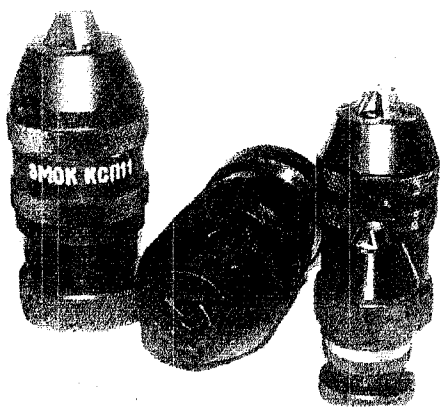


Рис. 5.15. Сверлильные патроны, разработанные ООО «ЗМОК»

Несмотря на конструктивное различие схем в основном их структурно-функциональные схемы однообразны и только последние разработки внесли изменения в построение структуры патронов, что, в свою очередь, привело к созданию принципиально новых патронов с оригинальными сочетаниями передаточно-усилительных звеньев, переменной структурой, меньшими габаритами и высокими коэффициентами усиления цепей патронов.

5.2.2. Широкодиапазонные клиновые фрезерные патроны без ключа

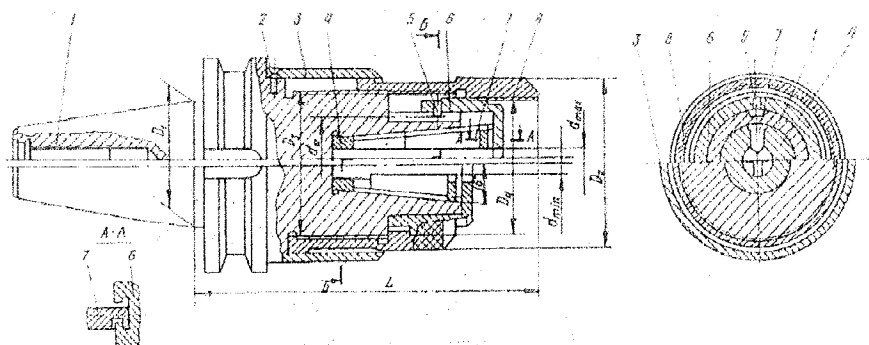
Применение дифференциально-морфологического метода [14, 15, 38] позволило создать новые конструкции клиновых фрезерных патронов без ключа для универсальных и специализированных станков, а также клиновых фрезерных патронов без ключа. Основное их преимущество – высокий коэффициент усиления при ручном зажиме инструмента, а использование клиновой передачи для создания радиальной силы зажима T_{Σ} инструмента обеспечивает широкодиапазонность по диаметру закрепления хвостовиков фрез, что исключает необходимость комплектования патрона набором цанг.

Пример такого патрона приведен на рис.5.16.

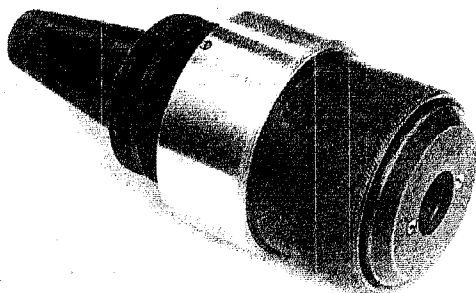
Основная характеристика фрезерного патрона – коэффициент усиления k_n :

$$k_n = T_{\Sigma} / F = k_{yc1} k_{yc2}, \quad (5.16)$$

где T_{Σ} – суммарная радиальная сила зажима инструмента клиньями; F – условная периферийная (окружная) сила, действующая на плече $D/2$, где D – радиальный габарит патрона; k_{yc1} и k_{yc2} – коэффициенты усиления соответственно дифференциального винтового механизма и клиновой передачи.



a)



б)

Рис. 5. 16. Клиновый фрезерный патрон без ключа: а – основные и присоединительные размеры; б – общий вид

С одной стороны, между крутящим моментом M_e , приложенным к ведущему звену дифференциального винтового механизма, и осевой силой S_Σ , создаваемой моментом M_e , существует зависимость [38]:

$$M_e = S_\Sigma \left[\operatorname{tg}(\psi_0 + \rho'_0) \frac{d_0}{2} - \operatorname{tg}(\psi_1 + \rho'_1) \frac{d_1}{2} \right], \quad (5.17)$$

где ψ_0 , ρ'_0 и d_0 – соответственно угол подъема, приведенный угол трения и средний диаметр резьбы с большим шагом s_2 ; ψ_1 , ρ'_1 и d_1 – то же с меньшим шагом s_1

С другой стороны, $M_e = FD/2$. Для данного случая $S_\Sigma = P_{oc1} + P_{oc2}$, где P_{oc1} – осевая сила, приложенная к клину для создания радиальной силы T_Σ .

закрепления инструмента; P_{oc2} – осевая сила, необходимая для преодоления сопротивления от трения, возникающего в месте контакта между штифтом 6 и корпусом 1, которая равна

$$P_{oc2} = \frac{S_{\Sigma} \operatorname{tg}(\psi_1 + \rho'_1) d_{ш} \mu}{d_{ш}}, \quad (5.18)$$

где μ – коэффициент трения между корпусом 1 и штифтом 6; $d_{ш}/2$ – расстояние между осью патрона и точкой контакта штифта 6 с корпусом 1.

После преобразований получим

$$k_{yc1} = \frac{P_{oc1}}{F'} = \frac{D[d_{ш} - \operatorname{tg}(\psi_1 + \rho'_1)d_{ш}\mu]}{d[\operatorname{tg}(\psi_0 + \rho'_0)d_0 - \operatorname{tg}(\psi_1 - \rho'_1)d_1]}, \quad (5.19)$$

$$k_{yc2} = \frac{T_{\Sigma}}{P_{oc1}} \quad (5.20)$$

В зависимости от расстояния между торцом хвостовика инструмента и неподвижным твердым упором корпуса, а также от упругого перемещения δ_r клина в радиальном направлении возможны два варианта для определения k_{yc2} (табл.5.8).

Для повышения надежности зажима инструмента клинья в поперечном сечении изготавливают с закруглением постоянным радиусом кривизны r_2 . В зависимости от соединения между r_2 и радиусом хвостовика r_1 , закрепляемого инструмента возможны три варианта контакта с зажимными элементами (табл.5.9).

Анализ полученных приведенных коэффициентов трения показал, что при радиусе закрепления клина, меньшем радиуса хвостовика инструмента, надежность закрепления последнего наиболее высокая.

На основе разработанной конструкции (рис.5.16) и проведенных испытаний создана серия клиновых фрезерных патронов без ключа (табл.5.10), которые называют дифференциальными фрезерными патронами.

Таблица 5.8. К определению коэффициента усиления клиновой передачи $k_{ув2}$ фрезерного патрона

e	Схема нагружения	Силовой многоугольник	Формула
$e \leq \frac{\delta_r}{\operatorname{tg} \alpha}$			$\frac{c \operatorname{tg}(\rho_1 + \alpha) - \mu_3}{1 + \frac{\operatorname{tg} \rho_2}{\operatorname{tg}(\rho_1 + \alpha)}}$
$e > \frac{\delta_r}{\operatorname{tg} \alpha}$			$c \operatorname{tg}(\rho_1 + \alpha) - \mu_3$

П р и м е ч а н и е. Принятые обозначения: δ_r – упругое перемещение клина в радиальном направлении; T, P_{oc}, N (с соответствующими индексами) – нормальные силы в контактных парах инструмент-зажимной клин, клин-тулка, клин-корпус; S_Σ – суммарная осевая сила зажима; μ_1, μ_2, μ_3 – коэффициенты трения на контактных поверхностях

Таблица 5.9. К определению приведенных коэффициентов трения и площадки контакта в фрезерном клиновом патроне

Соотношение между r_1 и r_2	Вид контакта в поперечном сечении	Формула
$r_1 < r_2$		$\mu'_{0r} = \frac{4 \sin \gamma \mu_0}{(\sin 2\gamma + 2\gamma) \sqrt{1 + \mu_0^2}};$ $\mu'_{0oc} = \frac{4\mu_0 \sin \gamma}{\sin 2\gamma + 2\gamma}; \quad \gamma = \arcsin(b_k/r_2);$ $b_k = 1,128 \sqrt{\frac{R_\Sigma r_1 r_2}{l(r_2 + r_1)}} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)$
$r_1 = r_2$		$\mu'_{0r} = \frac{4 \sin \gamma \mu_0}{(\sin 2\gamma + 2\gamma) \sqrt{1 + \mu_0^2}};$ $\mu'_{0oc} = \frac{4\mu_0 \sin \gamma}{\sin 2\gamma + 2\gamma};$ $\gamma = \arcsin \frac{a}{2r_1} - \rho_0$
$r_1 > r_2$		$\mu'_{0r} = \mu'_{0oc} = \frac{\mu_0}{\cos \gamma};$ $\gamma = \arcsin \frac{\sqrt{r_2^2 - m^2}}{r_1}$
<p>Примечание. Принятые обозначения: μ_0 — коэффициент трения покоя; l — длина контакта вдоль оси хвостовика; μ_1, μ_2 — коэффициенты Пуассона; R_Σ — результирующая нормальная сила в контакте; b_k — половина ширины площадки контакта; R_1, R_2 — реакции на кромках</p>		

Таблица 5.10. Основные параметры широкодиапазонных клиновых фрезерных патронов без ключа дифференциального типа (рис. 5.15)

Типоразмер $d_{\min} - d_{\max}$ мм	L , мм				Обозначение конуса	Диаметр, мм				k_{yc1}	k_{yc2}	k_{yc}
	Хвостовик, форма					D_1	D_2	D_3	D_4			
	A	B	C	D								
4-12	140	135	-	145	40	44,45	58	M52x3	M52x1	138	1,6	220
		140	-	150	45	57,15						
		145	155	155	50	69,85						
8-16	140	135	-	145	40	44,45	70	M64x3	M64x1	152	1,6	242
		140	-	150	45	57,15						
		145	155	155	50	69,85						
12-20	140	135	-	145	40	44,45	74	M68x3	M68x1	192	1,6	307
		140	-	150	45	57,15						
		145	155	155	50	69,85						
20-25	130	125	-	135	40	44,45	78	M72x3	M72x1	257	1,6	411
		130	-	140	45	57,15						
		135	145	145	50	69,85						

5.2.3. Синтез широкодиапазонных эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов

Техническая система ИЗП имеет общую структуру, включающую передаточно-усилительные звенья, установочные элементы, зажимные элементы и вспомогательные элементы. Все эти элементы связаны между собой при помощи кинематических, фрикционных, упругих и других связей [23].

Порядок передачи зажимных усилий от одного элемента к другому может быть различным, что оказывает значительное влияние на конструкцию патрона, методику расчета его характеристик и коэффициенты усиления патрона. Все вышесказанное вызывает необходимость рассмотрения структурных схем патронов.

Процесс зажима инструмента в ИЗП имеет два этапа: выборка зазоров (предварительный зажим); окончательный зажим.

Эти два этапа могут быть совмещены (для случаев когда входной крутящий момент один, т. е. техническая система патрона с одним входом) и разделены (когда техническая система имеет два входа).

Учитывая это структурные схемы также делятся на: 1) с двумя входами (без ключа и с ключом); 2) с одним входом (без ключа и с ключом). Надо заметить, что патроны с одним входом и ключом не рациональны, т.к. нет необходимости выборки зазора при помощи ключа (это неудобно и медленно), хотя в принципе такое конструктивное решение возможно.

Конструкции патронов с ключом имеют много недостатков: необходимость использования специального ключа, быстрый износ резьбы и зажимных элементов, сравнительно малая точность центрирования, низкий коэффициент усиления, большой габарит, что обуславливает необходимость создания патронов без ключа. Так как схемы с двумя входами могут быть без ключа т.е. без вспомогательного элемента, то при дальнейшем рассмотрении таких схем звено, через которое осуществляется приложение силы для окончательного зажима инструмента будем называть регулирующим звеном.

Рассматривать структурные схемы будем, анализируя кинематические цепи патрона. Таких цепей может быть одна, две или несколько и соединяться они могут параллельно, последовательно или параллельно-последовательно.

Рассмотрим морфологическую модель построения кинематических цепей патронов (табл.5.11).

Следует заметить, что кинематические пары, входящие в одну кинематическую цепь, могут одновременно принадлежать и другой кинематической цепи, т.е. кинематические цепи могут пересекаться и уже две кинематические цепи вполне могут иметь параллельно-последовательный характер соединения. Одна кинематическая цепь может включать в себя некоторые звенья другой, или же полностью включать в себя другую цепь.

Таблица 5.11. Морфологическая таблица кинематических цепей сверильно-фрезерных патронов

1. Наличие ключа	2. Количество входов	3. Количество цепей	4. Вид соединения	5. Место суммирования движений
1.1 Есть	2.1 Один	3.1 Одна	4.1 Параллельное	5.1 На входе
1.2 Нет	2.2 Два	3.2 Две	4.2 Последовательное	5.2 На выходе
	2.3 Более двух	3.3 Более двух	4.3 Параллельно-последовательное	5.3 На входе и выходе
				5.4 Отсутствует

Составленная морфологическая таблица (табл.5.11) позволяет синтезировать определенное множество схем структур сверильных патронов,

которое можно представить в виде матриц структур $C_{стр}$, обозначив элементы морфологической матрицы через соответствующую нумерацию альтернатив:

$$C_{стр} = \begin{vmatrix} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ & 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ & & & & 5.4 \end{vmatrix}. \quad (5.20)$$

Для получения структур сверлильно-фрезерных патронов необходимо взять по одной альтернативе из каждого столбика матрицы. Образованные таким образом схемы подлежат всестороннему разбору и критике.

На основании морфологической матрицы кинематических цепей патронов синтезированы некоторые структуры инструментальных зажимных патронов (ИЗП) (табл.5.12). Звенья, воспринимающие усилие от нескольких входных движений, т.е. «суммирующие» звенья на схемах обозначаются \otimes . Следует заметить, что входные движения М1 и М2 прикладываются не одновременно, а последовательно.

Построением структур и схем ИЗП не заканчивается их анализ, т.к. каждая кинематическая цепь (КЦ) состоит из конкретных пар звеньев и связей между ними. Как сами звенья (имеются ввиду их геометрические размеры, форма и т.д.), так и характер связей между ними оказывают значительное влияние на выходные характеристики патрона.

Для расчета коэффициента усиления патрона $k_{ус}$ необходимо каждую кинематическую цепь записать либо словесно, либо при помощи символов как некую последовательность пар звеньев с определенным характером связи (резьба, трение качения, трение скольжения).

Конечно, было бы идеально записывать кинематические цепи патронов по принципу записи кинематических цепей приводов станков, т.е. записывать передаточные отношения каждой пары звеньев, но ввиду разнообразия конструктивных решений не будет ясно, какая именно пара стоит за этим числом и, следовательно, такой подход не является целесообразным.

Имеющиеся ранее структурно-морфологические модели не отражают именно структурно-функциональную схему патронов, они могут дать информацию о виде передаточно-усилительного звена, зажимного элемента, о связях между элементами патрона, но такая формула не может помочь проследить процесс передачи силы зажима от входных звеньев до непосредственно зажимного элемента, а следовательно, затруднен процесс вычисления $k_{ус}$.

Таблица 5.12. Виды структур кинематических цепей

№ п/п	Количество входов	Количество цепей	Вид соединения	Место суммирования движения	Морфологическая формула структуры	Примеры схем
1.	один	1	последовательный	отсутствует	(1.1V1.2) – 2.1 – 3.1 – 4.1 – 5.4	
2.	один	2	последовательный	отсутствует	(1.1V1.2) – 2.2 – 3.2 – 4.1 – 5.4	
3.	один	2	параллельный	на выходе	(1.1V1.2) – 2.1 – 3.2 – 4.2 – 5.2	
4.	один	2	параллельно-последовательный	на входе	(1.1V1.2) – 2.1 – 3.2 – 4.3 – 5.1	
5.	один	2	параллельно-последовательный	на выходе	(1.1V1.2) – 2.1 – 3.2 – 4.3 – 5.2	
6.	один	2	параллельно-последовательный	на выходе и входе	(1.1V1.2) – 2.1 – 3.2 – 4.3 – 5.3	

Продолжение табл. 5.12

7.	два	1	последовательный	на входе	1.1 - 2.2 - 3.1 - 4.2 - 5.1	
8.	два	2	последовательный	на входе	1.2 - 2.2 - 3.2 - 4.1 - 5.1	
9.	два	2	параллельный	на выходе	1.2 - 2.2 - 3.2 - 4.2 - 5.2	
10.	два	2	параллельный	на выходе и входе	1.1 - 2.2 - 3.2 - 4.1 - 5.3	
11.	два	2	параллельно-последовательный	на входе	1.1 - 2.2 - 3.2 - 4.3 - 5.1	
12.	два	2	параллельно-последовательный	на выходе и входе	1.1 - 2.2 - 3.2 - 4.3 - 5.3	

Вышесказанное доказывает необходимость построения также структурно-функциональных схем сверлильно-фрезерных патронов на основании информации о структурной схеме кинематической цепи, а также виде и последовательности соединения передаточно-усилительных звеньев.

Передаточно-усилительное звено может быть: винтовое (В), зубчатое (З), рычажное (Р), клиновое (К), эксцентриковое (Э). Каждая кинематическая цепь может включать как одно передаточно-усилительное звено, так и несколько, причем, естественно, возможны комбинации используемых звеньев.

Рассчитаем число вариантов построений кинематических цепей при разном количестве используемых звеньев и их сочетаний с повторением (без учета расположения). Кинематическая цепь, состоящая из трех звеньев может включать в себя два винтовых звена и одно клиновое звено, для этого воспользуемся формулой числа сочетаний с повторением из n звеньев по m звеньев

$$C_n^m(m) = \frac{(m+n-1)!}{n!(m-1)!}. \quad (5.21)$$

Для кинематической цепи, состоящей из одного звена $C_1(5) = 5$; для кинематической цепи, состоящей из двух звеньев $C_2(5) = 15$; для кинематической цепи, состоящей из трех звеньев $C_3(5) = 35$; для кинематической цепи, состоящей из четырех звеньев $C_4(5) = 70$; для кинематической цепи, состоящей из пяти звеньев $C_5(5) = 126$.

Общее число вариантов кинематической цепи:

$$C_{КЦ} = C_1(5) + C_2(5) + C_3(5) + C_4(5) + C_5(5) = 5 + 15 + 35 + 70 + 126 = 251$$

Но так, как в основном звеньев в кинематической цепи от одного до трех и это обусловлено в частности габаритами сверлильно-фрезерных патронов, то $C_{КЦ} = C_1(5) + C_2(5) + C_3(5) = 5 + 15 + 35 = 55$.

Общее число структурно-функциональных схем может быть равно:

$$C_{СФ} = C_{суп} \times C_{КЦ1} \times C_{КЦ2} \times \dots \times C_{КЦn}, \quad (5.22)$$

где n – порядковый номер кинематической цепи.

Для поиска новых технических решений эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов использован метод морфологического анализа и синтеза. Для этого в системе привод-патрон-инструмент выбрано основные признаки [8]:

1. Вход (привод): 1 – вид источника энергии; 2 – количество входов; 3- передаточно-усилительное звено первого входа; 4 – передаточно-усилительное звено второго входа;

2. Патрон: 5 – присоединительная часть корпуса; 6 – расположение оси эксцентрикового зажимного элемента; 7 – наружная поверхность эксцентрикового зажимного элемента; 8 – количество зажимных элементов;
3. Выход (объект закрепления): 9 – тип инструмента; 10 – воспринимаемая нагрузка.

Морфологическая таблица (табл.5.13) конструктивных схем эксцентриковых ИЗП в виде морфологической матрицы в свернутом и развернутом виде будет иметь вид:

$$M_{\text{ЭИЗП}} = M_{\text{Вх}} \wedge M_{\text{Ст}} \wedge M_{\text{Вых}}, \quad (5.23)$$

$$M_{\text{ЭИЗП}} = \begin{array}{c} \left| \begin{array}{cccc} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ 1.3 & 2.3 & 3.3 & 4.3 \\ & & 3.4 & \\ & & 3.5 & \end{array} \right| \wedge \begin{array}{c} \left| \begin{array}{cccc} 5.1 & 6.1 & 7.1 & 8.1 \\ 5.2 & 6.2 & 7.2 & 8.2 \\ 5.3 & 6.3 & 7.3 & \\ 5.4 & & 7.4 & \\ 5.5 & & & \\ 5.6 & & & \end{array} \right| \wedge \begin{array}{c} \left| \begin{array}{cc} 9.1 & 10.1 \\ 9.2 & 10.2 \\ 9.3 & 10.3 \\ 9.4 & \\ 9.5 & \end{array} \right| \end{array} \end{array} \quad (5.24)$$

Для уменьшения количества вариантов решения задачи синтеза инструментальных эксцентриковых зажимных патронов (ЭИЗП) с нечетным количеством зажимных элементов усечем матрицу применительно для ручного зажима при начальной настройке на заданную программу обработки с ограниченным количеством присоединительной части и вариантов расположения оси зажимного элемента. Тогда получим усеченную матрицу:

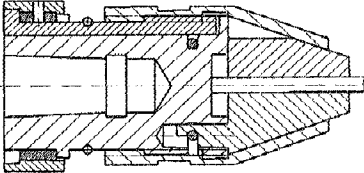
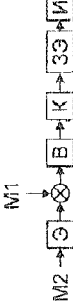
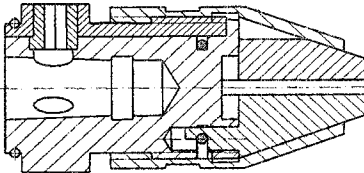
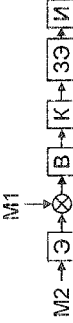
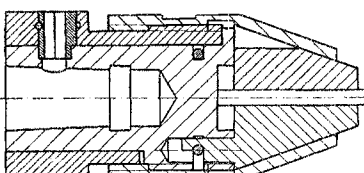
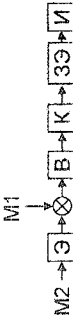
$$M'_{\text{ЭИЗП}} = \begin{array}{c} \left| \begin{array}{cccc} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ & 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ & 2.3 & 3.3 & 4.3 \\ & & 3.4 & \\ & & 3.5 & \end{array} \right| \wedge \begin{array}{c} \left| \begin{array}{cccc} 5.1 & 6.1 & 7.1 & 8.1 \\ 5.2 & & 7.2 & \\ 5.3 & & 7.3 & \\ & & 7.4 & \end{array} \right| \wedge \begin{array}{c} \left| \begin{array}{cc} 9.6 & 10.3 \end{array} \right| \end{array} \end{array} \quad (5.25)$$

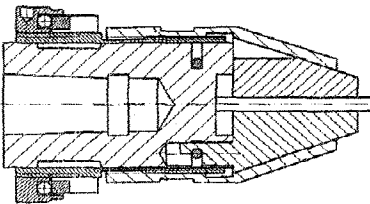
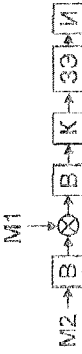
Созданные конструктивные схемы эксцентриковых ИЗП путем сочетания альтернатив усеченной матрицы с двумя входами ручного зажима приведены в табл.5.14.

Таблица 5.13. Морфологическая таблица конструктивных схем эксцентриковых инструментальных зажимных патронов

Вид источника энергии или тип привода	Вход — привод зажима		Выход — объект закрепления						
	Количество входов	Вид передаточного звена усилительного звена		Тип (вид) инструмента					
		входа 1	входа 2						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.1. Ручной привод с кнопочом	2.1. Один 2.2. Два	3.1. Конус 3.2. Клин 3.3. Конус и резьба	4.1. Клин 4.2. Эксцентрик 4.3. Резьба	5.1. Конус Морзе укороченный внутренний 5.2. Конус Морзе на ружный 5.3. Резьба метрическая 5.4. Резьба дюймовая 5.5. Конус 7:24 5.6. Прочее	6.1. Параллельно оси патрона 6.2. Перпендикулярно оси патрона 6.3. Наклонно к оси патрона	7.1. Конус 7.2. Цилиндр 7.3. Спираль 7.4. Комбинированная 7.5. Любая	8.1. Нечетное 8.2. Четное	9.1. Фреза концевая 9.2. Сверло 9.3. Метчик 9.4. Зенкер 9.5. Специальный 9.6. Любой	10.1. Осевая 10.2. Радиальная 10.3. Комбинированная

Таблица 5.14. Синтезированные конструктивные схемы эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов

№ п/п	Тип эксцентриково-го сверлильно-фрезерного патрона	Конструктивная схема патрона и его формула структуры	№ структуры (табл.4.13)	Структурно-функциональная схема
1.	Без ключа	 $(1.2 - 2.2 - 3.1 - 4.1) \wedge$ $\wedge (5.1 - 6.1 - 7.1 - 8.1) \wedge (9.6 - 10.3)$	8	
2.	С ключом и несколькими входами от эксцентриков	 $(1.3 - 2.3 - 3.1 - 4.2) \wedge$ $\wedge (5.1 - 6.1 - 7.1 - 8.1) \wedge (9.6 - 10.3)$	8	
3.	С ключом, рубашкой и двумя эксцентриками на входе	 $(1.3 - 2.2 - 3.1 - 4.2) \wedge$ $\wedge (5.1 - 6.1 - 7.1 - 8.1) \wedge (9.6 - 10.3)$	8	

4.	<p>Без ключа и дополнительной резьбой с шариками</p>	 <p>(1.2 – 2.2 – 3.1 – 4.3) \wedge \wedge (5.1 – 6.1 – 7.1 – 8.1) \wedge (9.6 – 10.3)</p>	<p>8</p> 
----	------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------------------------------------

5.2.4. Конструкции и расчет эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов

Эксцентриковые сверлильные и фрезерные патроны, созданные на кафедре «Конструирования станков и машин» НТУУ «КПИ» совместно с ООО «ЗМОК», предназначены для быстрого и надежного зажима инструментов с цилиндрическим хвостовиком (сверла, зенкеры, развертки, фрезы и др.) правого и левого вращения в заданном диапазоне [25, 26, 28]. Патроны могут устанавливаться по внутреннему конусу в ручных, электрических и пневматических дрелях и гайковертах, сверлильных, расточных, фрезерных, токарных, многоцелевых и других станках. Конструкция патрона обеспечивает быструю замену инструмента, точность, долговечность, а также надежный зажим от руки или ключа по принципу самоторможения.

Эксцентриковые зажимные патроны отличаются от известных аналогов принципом действия (две кинематические цепи), малым весом, малыми габаритами, прочностью конструкции, состоящей всего из нескольких деталей и имеют следующие достоинства: быстрый и легкий зажим-разжим от руки или с помощью простого ключа с наружным шестигранником; удобство и надежность работы при левом и правом вращении зажимаемого инструмента, причем при правом вращении появляется дополнительный эффект – самозажим от внешней нагрузки в процессе работы (чем больше крутящий момент, тем больше сила зажима); широкий диапазон зажимаемых инструментов (практически от нуля до максимального диаметра патрона); точность и жесткость зажима инструмента; простота изготовления деталей патрона, кроме кулачков механической обработкой на металлорежущих станках, точным

литьем, штамповкой (горячей, холодной или калиброванной), прессованием или спеканием порошков и т.п.; работа на высоких частотах вращения (в 2-3 раза выше, чем у аналогов); простота сборки-разборки и технического обслуживания; высокая долговечность и возможность быстрой замены изношенных деталей; возможность обработки труднодоступных мест, благодаря малым габаритам и острому коническому переднему концу, плавно переходящему от корпуса в кулачок, а от него в инструмент; модульный принцип конструирования патрона, позволяющий из ограниченного набора деталей собирать патроны с разной присоединительной частью (в виде внутреннего или наружного конуса Морзе, байонетного замка, хвостовика с конусом Морзе или хвостовика с конусом 7:24, резьбового отверстия или хвостовика); широкоуниверсальность и широкая область применения (на производстве и в быту).

В качестве примера на рис.5.16 приведена конструкция широкодиапазонного эксцентрикового сверлильно-фрезерного патрона с ключом типа ЭФПК-22, предназначенного для зажима сверл и фрез в бесступенчатом диапазоне диаметров $d = 6 - 22$ мм на фрезерных и многоцелевых станках. Присоединительная часть патрона может быть в виде самотормозящего конуса Морзе или хвостовика с конусом 7:24.

В корпусе 1 патрона (рис.5.15) относительно его оси установлены три эксцентриковых зажимных кулачка 4 с возможностью поворота относительно цилиндрических ползунов, равномерно расположенных по окружности и подпружиненных для свободного разжима (раскрытия рабочего отверстия под хвостовик цилиндрического инструмента) кольцевой пружинной 5 с отогнутыми концами, установленной в цилиндрической проточке корпуса патрона.

Резьбовая гайка 3 с коническим отверстием (или конусная втулка) навинчивается на три резьбовые вставки 2, размещенные в продольных пазах корпуса и связанных с ним через эксцентрики 6, число которых соответствует числу вставок 2, удерживаемых в корпусе разрезным стопорным кольцом 7.

Патрон работает в 2 этапа: этап 1 – выборка зазора между эксцентриковыми зажимными кулачками 4 и цилиндрическим хвостовиком инструмента с предварительным зажимом при повороте резьбовой гайки 3 с коническим отверстием под углом α ; этап 2 – окончательный зажим инструмента за счет натяга системы с помощью поворота от ключа, например, шестигранного (рис. 5.16) одного или всех эксцентриков 6, которые дополнительно затягивают конусную втулку 3 для создания необходимого усилия зажима. При сверлильных работах, когда не требуется высокая точность центрирования инструмента (сверла) достаточно поворачивать один эксцентрик 6, а при точной обработке зенкерами, развертками и фрезерами с целью

уменьшения радиального биения инструмента желательно обеспечивать равномерный натяг системы всеми эксцентриками, чтобы не возникало перекосов конусной втулки 3 при одностороннем приложении нагрузки.

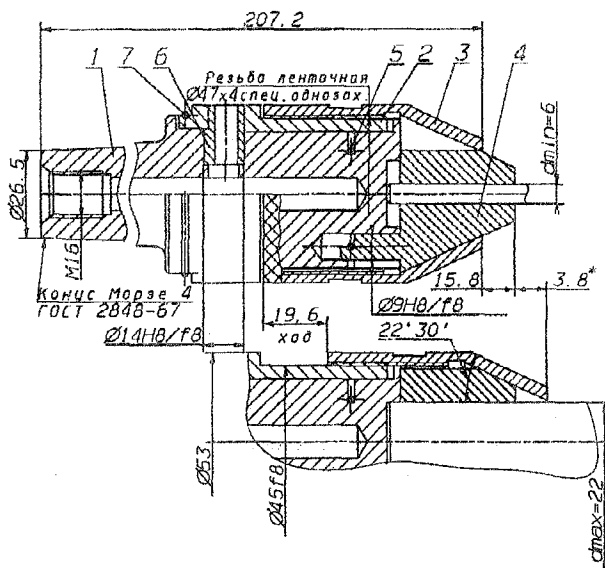


Рис. 5.16. Широкодиапазонный эксцентриковый сверлильно-фрезерный патрон с ключом типа ЭПК-22

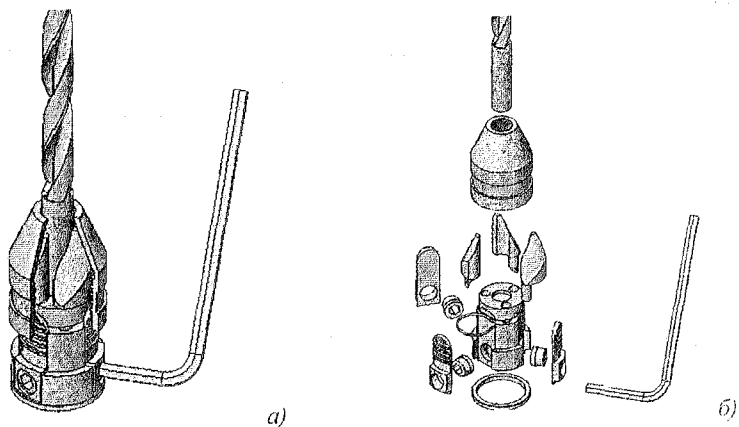


Рис. 5.17. Общий вид патрона типа ЭПК-10 в сборе (а) и разобранном виде (б)

Рассмотрим расчёт силовых характеристик двух вариантов ЭИЗП со следующими морфологическими формулами из матрицы (5.25.):

Вариант 1 - |1.1-2.1-3.5-4.6|□|5.1-6.1-7.1-8.1|□|9.1-10.3|.

Вариант 2 - |1.1-2.2-3.5-4.2|□|5.2-6.1-7.1-8.1|□|9.1-10.3|.

Вариант 1. С одной кинематической цепью "клин - эксцентриковый кулачок" (рис.5.18). Патрон состоит из корпуса 1, внутри которого размещены три эксцентриковых кулачка 2 с осями, утопленными в отверстия корпуса с разжимной кольцевой пружиной 5, имеющей отогнутые конус, установленные в цилиндрической проточке корпуса. На наружной поверхности корпуса нарезана метрическая резьба под резьбовую (конусную) втулку 3. Зажим инструмента 4 осуществляется вращением с помощью ключа втулки 3 относительно неподвижного корпуса 1, удерживаемого вторым ключом (что не совсем удобно при снятом патроне).

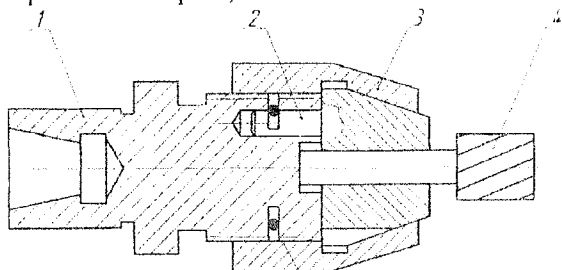


Рис. 5.18. Эксцентриковый сверильно-фрезерный патрон (ЭСФП) с одной кинематической цепью и одним входом

Патрон работает в 2 этапа: этап 1 - выборка зазора между эксцентриковыми зажимными кулачками 4 и цилиндрическим хвостовиком И с помощью поворота от ключа, например, гаечного; этап 2 - предварительный и окончательный зажим за счёт натяга системы с помощью поворота того же ключа.

Таким образом, при одном входе вся окружная сила от ключа P_{01} должна обеспечивать создание необходимой суммарной радиальной силы зажима от трёх кулачков (рис. 5.19, а)

$$T_{\Sigma} = T_1. \quad (5.26)$$

В соответствии с расчётной (рис. 5.19) и функционально-структурной (рис. 5.20) схемами коэффициент усиления ЭСФП при одной кинематической цепи будет

$$K_n = \frac{T_1}{P_{01}} = K_{P1} \cdot K_B \cdot K_K \cdot K_{ЭК}, \quad (5.27)$$

где K_{P1} - коэффициент усиления участка цепи "конусная втулка 3 - корпус 1"; K_B - коэффициент усиления винтовой (резьбовой) пары "конусная втулка 3 - корпус 1"; K_K - коэффициент усиления участка цепи "конусная втулка - кулачок 2"; $K_{ЭК}$ - коэффициент усиления рычажной передачи эксцентрикового зажимного кулачка 2 с осью поворота в виде цилиндрического ползуна - хвостовика.

Из рис.5.19,а

$$M_{P1} = P_{P1} \cdot \left(l_k + \frac{D_f}{2} \right) = P_{01} \cdot \frac{d_p}{2}, \quad (5.28)$$

где l_k - длина плеча гаечного ключа; D_f - наружный диаметр конусной втулки 3; d_p - средний диаметр резьбы пары конусная втулка 3 – корпус 1.

Из выражения (5.28)

$$K_{P1} = \frac{P_{01}}{P_{P1}} = \frac{2l_k + D_K}{d_{П}}. \quad (5.29)$$

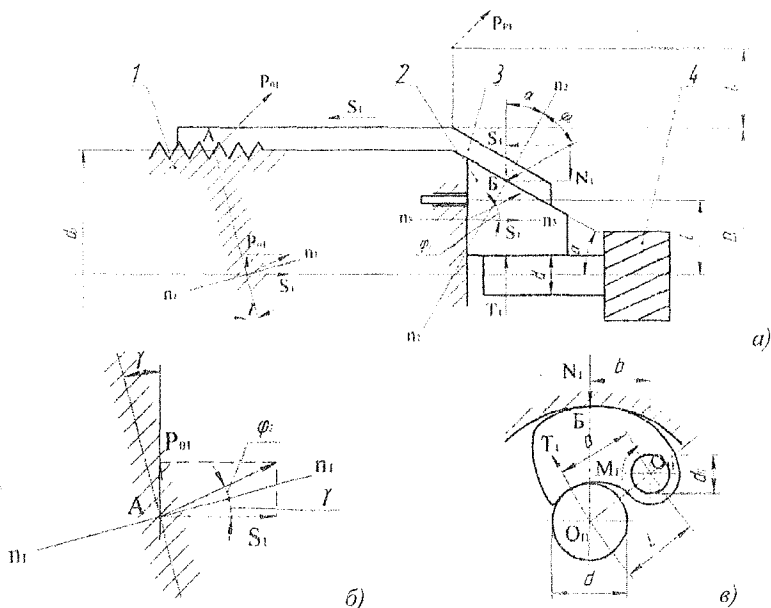


Рис. 5.19. Расчетная схема передачи сил в ЭСФП на первом этапе в первой кинематической цепи при выборе зазора и окончательном зажиме:

а – всей цепи; б – винтовой (резьбовой) пары;

в – резьбовая (конусная) втулка – эксцентриковый кулачок – инструмент

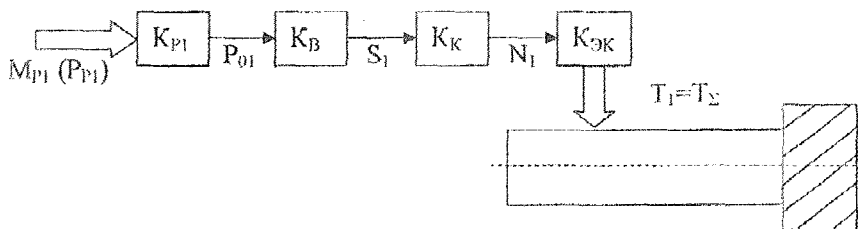


Рис. 5.20. Структурная схема ЭСФП с одной кинематической цепью (рис. 5.18)

Из рис.5.19,б при приложении окружной силы P_{01} в результате наклона винтовой линии и трения возникает осевая сила

$$S_1 = P_{01} \cdot ctg(\gamma + \varphi_1). \quad (5.30)$$

где $\gamma = arctg(t_p / \pi d_p)$ – угол наклона винтовой линии ленточной резьбы вставки 2 и конусной втулки 3; t_p – шаг резьбы; φ_1 – угол трения в сопряжении ленточной резьбы.

Из выражения (5.30)

$$K_B = \frac{S_1}{P_{01}} = ctg(\gamma + \varphi_1). \quad (5.31)$$

Из рис. 5.19, а рассмотрим равновесие сил, действующих в продольном сечении вертикально на кулачок 2,

$$S_1 ctg(\alpha + \varphi_2) - S_1 tg\varphi_3 - N_1 = 0; \quad S_1 \cdot [ctg(\alpha + \varphi_2) - tg\varphi_3] = N_1, \quad (5.32)$$

где N_1 – вертикальная составляющая силы реакции, действующая в контакте кулачок 2 – втулка 3 (точка Б); φ_2 – угол трения в коническом сопряжении; φ_3 – угол трения в узком контакте кулачок 2 – корпус 1 при относительном проскальзывании во время поворота кулачка 2.

Из выражения (5.32)

$$K_K = \frac{N_1}{S_1} = ctg(\alpha + \varphi_2) - tg\varphi_3. \quad (5.33)$$

Рассмотрим равновесие кулачка 2 от действия моментов сил в поперечной плоскости относительно оси O_{II} цилиндрического ползуна (рис.5.19, в)

$$N_1 b - T_1 a - M_T = 0, \quad (5.34)$$

где a и b – соответственно плечи действия сил T_1 и N_1 относительно точки O_{II} ; $M_T = R_1 d_n f / 2$ – момент трения в цилиндрическом ползуне диаметром d_n ; R_1 – результирующая сила от T_1 и N_1 , действующая в месте контакта

скольжения ползуна в корпусе патрона; f – коэффициент трения скольжения цилиндрического ползуна в корпусе патрона.

Судя по рис.5.19, в направлениях сил T_1 и N_1 при зажиме инструмента максимального диаметра $d_{\max} = 2R_{\max}$ принимаем параллельными и разнонаправленными, тогда $R_1 \cong N_1 - T_1$, а плечи $a_{\max} = L \sin 30^\circ = 0,5L$ (где L – расстояние между осями инструмента в патроне O_{II} и цилиндрического ползуна O_{II}) и $b_{\max} \cong \text{const} = 0,5R_3$. При зажиме инструмента минимального диаметра $d_{\min} = 2R_{\min}$ силы T_1 и N_1 принимаем перпендикулярными, тогда $R_1 = \sqrt{N_1^2 + T_1^2}$, а плечи $a_{\min} = L \cos 30^\circ = 0,87L$, $b_{\min} \cong b_{\max} = 0,5R_3$ (где R_3 – радиус торцевой части эксцентрикового кулачка).

Для решения выбираем случай зажима инструмента максимального диаметра, когда $R_1 \cong N_1 - T_1$ и решаем уравнение (5.34), преобразуя его

$$N_1 b - T_1 a - (N_1 - T_1) \frac{d_n f}{2} = 0; \quad N_1 \left(b - \frac{d_n f}{2} \right) = T_1 \left(a - \frac{d_n f}{2} \right). \quad (5.35)$$

Из уравнения (5.35)

$$K_{ЭК} = \frac{T_1}{N_1} = \frac{2b - d_n f}{2a - d_n f}. \quad (5.36)$$

Считая величину $d_n f \ll 2b$ и $d_n f \ll 2a$, получим

$$K_{ЭК} = \frac{b}{a}. \quad (5.37)$$

Тогда коэффициент усиления ЭСФП с одной кинематической цепью и одним входом будет

$$k_{II} = \frac{2I_k + D_k}{d} \cdot \text{ctg}(\gamma + \varphi_1) \cdot [\text{ctg}(\alpha + \varphi_2) - \text{tg}\varphi_3] \cdot \frac{b}{a}, \quad (5.38)$$

а радиальная сила зажима $T = K_p \cdot P_{p1}$.

Вариант 2. С двумя кинематическими цепями «клин - эксцентриковый кулачок» и «эксцентрик - клин» (см. рис. 5.16) [28].

Таким образом эксцентриковые сверлильно-фрезерные патроны предложенных конструкций, работая в 2 этапа, содержит по меньшей мере в соответствии с этапами работы две кинематические цепи (рис.4.84): первая – для выборки зазора и предварительного натяга от вращения конусной втулки 3 с моментом M_{p1} (окружной силой P_{p1}), преобразующей вращение относительно неподвижных резбовых вставок 2 с окружной силой P_{01} в осевое перемещение конусной втулки 3, воздействующей по конической поверхности на эксцентриковые зажимные кулачки 4, которые, поворачиваясь относительно цилиндрических ползунов (рис.5.21), создают предварительную радиальную

силу зажима T_1 ; вторая – для натяга системы поворотом с помощью ключа, создающего крутящий момент M_{P_2} от окружной силы P_{P_2} на плече l_k , которая за счет эксцентрика 6 с диаметром $d_{эв}$ эксцентриситетом e от окружной силы P_{O_2} развивает осевую силу S_2 , передаваемую через резьбовые вставки 2 конусной втулке 3, обеспечивает окончательный зажим инструмента с дополнительной радиальной силой T_2 .

В результате суммарная сила зажима инструмента тремя кулачками будет:

$$T = T_1 + T_2.$$

В соответствии с расчетной схемой (рис.5.21,а) и функционально-структурной схемой (рис.5.21,б) при последовательном соединении звеньев определим коэффициенты усиления эксцентрикового сверлильно-фрезерного патрона.

На первом этапе (первая кинематическая цепь):

$$K_1 = \frac{T_1}{P_{P_1}} = K_{P_1} K_B K_K K_{ЭК}. \quad (5.39)$$

На втором этапе (вторая кинематическая цепь):

$$K_2 = \frac{T_2}{P_{P_2}} = K_{P_2} K_Э K_K K_{ЭК}. \quad (5.40)$$

В формулах (5.39), (5.40) приняты обозначения: K_{P_1} – коэффициент усиления участка цепи «конусная втулка 3 – резьбовая вставка 2»; K_B – коэффициент усиления резьбовой вставки 2 с ленточной винтовой линией; K_K – коэффициент усиления участка цепи «клиновидная втулка 3 – кулачок 4»; $K_{ЭК}$ – коэффициент усиления рычажной передачи эксцентрикового зажимного кулачка 4 с осью поворота в виде цилиндрического ползуна; K_{P_2} – коэффициент усиления участка цепи «ключ – эксцентрик 6»; $K_Э$ – коэффициент усиления пары «эксцентрик 6 – резьбовая вставка 2».

Коэффициенты усиления K_{P_1} , K_{P_2} , K_B , K_K , $K_{ЭК}$, $K_Э$ находим, пользуясь расчетными схемами (рис. 5.19, 5.21):

$$M_{P_2} = 0,5P_{P_2}D_r = 0,5P_{O_1}d_p,$$

В соответствии с расчетной схемой (рис. 5.21,а) получим

$$M_{P_2} = P_{P_2}l_k = P_{O_2} \frac{d_2}{2}, \quad (5.41)$$

$$K_{P_2} = \frac{P_{O_2}}{P_{P_2}} = \frac{2l_k}{d_2}.$$

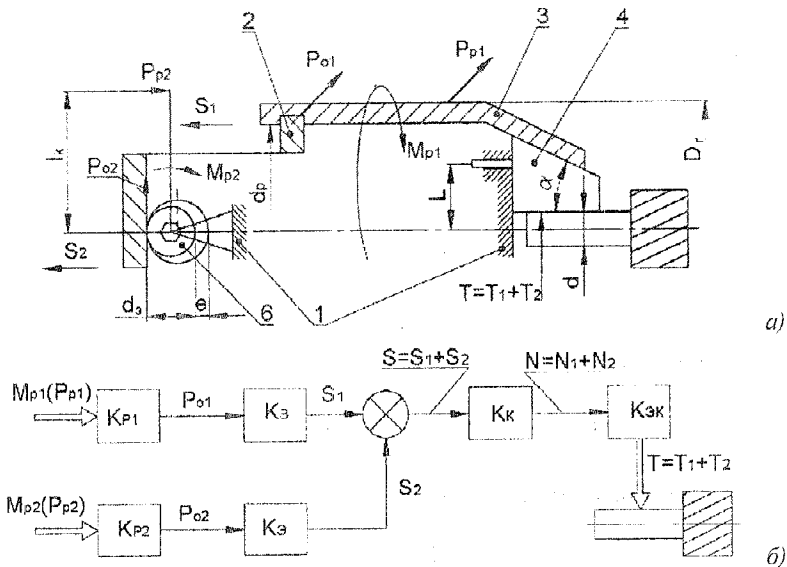


Рис. 5.21. Расчетная (а) и структурная (б) схемы силовой характеристики широкодиапазонного сверильно-фрезерного патрона с двумя кинематическими цепями

За счет угла подъема эксцентрика $\beta = \arctg(2l/\pi d_3)$ от силы P_{O2} с учетом трения в месте контакта эксцентрика 6 с хвостовиком резьбовой вставки 2 (точка Г) возникает осевая сила

$$S_2 = P_{O2} \operatorname{ctg}(\beta + \varphi_4), \quad (5.42)$$

где φ_4 – угол трения между эксцентриком и резьбовой вставкой.

Из выражения (5.42)

$$K_5 = \frac{S_2}{P_{O2}} \operatorname{ctg}(\beta + \varphi_4). \quad (5.43)$$

Подставляя выражения (5.41), (5.43), (5.33), (5.36) в формулу (5.40), получим коэффициент усиления второй кинематической цепи для создания окончательного натяга с целью получения необходимой радиальной силы зажима тремя кулачками от одного эксцентрика:

$$K_2 = \frac{2l_k}{d_3} \operatorname{ctg}(\beta + \varphi_4) [\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_2) - \operatorname{tg}\varphi_3] \frac{b}{a}. \quad (5.44)$$

При этом суммарная радиальная сила зажима будет

$$T = k_1 P_{P1} + k_2 P_{P2}.$$

5.3. Применение принципов широкодиапазонности в зажимных устройствах различного назначения

К таким устройствам относятся захватные рабочие органы промышленных роботов и манипуляторов, слесарные и машинные тиски, зажимные приспособления и устройства для закрепления фасонных и сложных по форме деталей типа тел вращения.

С точки зрения широкодиапазонности обязательным требованием к захватным устройствам (ЗУ) промышленных роботов является надежность захвата и удержание объекта различной формы, с различными физико-механическими свойствами (тонкостенные, стеклянные, хрупкие и др.)

Многообразие ЗУ может быть классифицировано по следующим признакам [36]:

- способ удержания объекта;
- принцип действия;
- характер базирования объекта;
- степень специализации;
- рабочий диапазон;
- наличие дополнительных устройств и механизмов;
- число рабочих позиций;
- вид управления;
- характер крепления ЗУ к руке робота.

Грузоподъемность зажимных ЗУ должна соответствовать одному из значений ряда $Ra 10$ в пределах $1 \dots 8000H$: 1,0; 1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3,2; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3200; 4000; 5000; 6300; 8000.

Расчет зажимных ЗУ включает определение размерных (диапазон охватываемых размеров зажимаемых объектов ΔD), кинематических (передаточное отношение U), силовых (коэффициент усиления K_y), энергетических (коэффициент полезного действия η) и прочностных (расчет на прочность деталей устройства по методикам расчета деталей машин).

Для расчета размерных кинематических и силовых характеристик необходимо составить расчетную схему с определенными допущениями, упрощающими расчет при определенных трудностях.

К рабочим органам промышленных роботов относятся не только ЗУ, но и технологические рабочие органы (рис. 5.22), которые тоже должны обладать широкодиапазонностью и быстроперенаживаемостью.

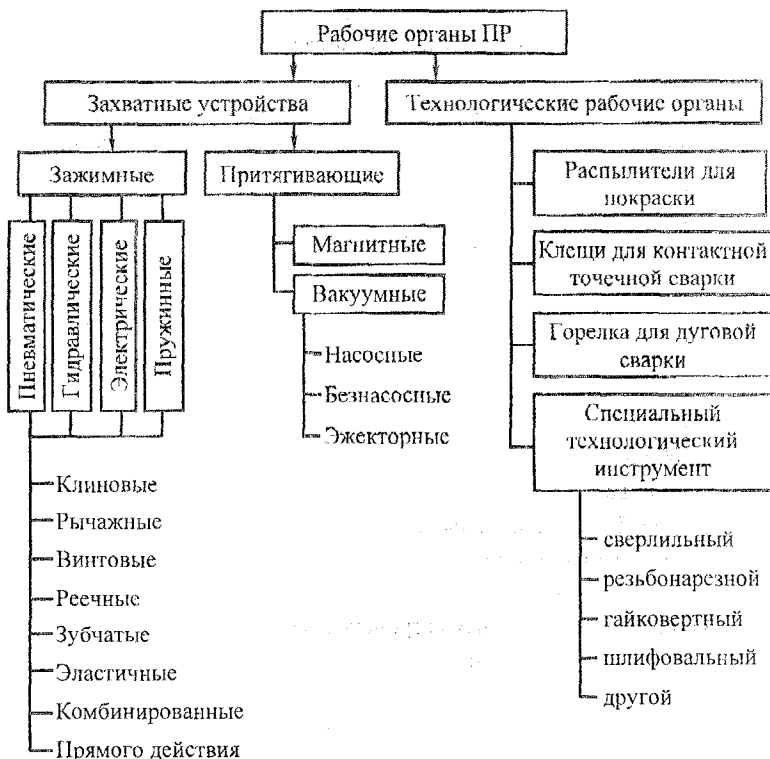


Рис. 5.22. Классификация рабочих органов ПР

К широкодиапазонным можно отнести притягивающие ЗУ вакуумные (насосные, безнасосные, эжекторные) и электромагнитные, сравнение характеристик которых приводится ниже:

Таблица 5. Сравнительные характеристики вакуумных и электромагнитных ЗУ

Вакуумные ЗУ	Электромагнитные ЗУ
Пригодны для всех материалов, имеющих необходимую геометрию и поверхность (стеклянные и хрупкие предметы, например, кинескоп телевизора, магнитный диск т.п.)	Пригодны только для материалов, которые намагничиваются
Сила притяжения на единицу площади ограничена	Возможна большая сила притяжения на единицу площади
Низкая точность базирования из-за эластичности конструкции	Высокая точность базирования благодаря жесткой конструкции
Необходимо некоторое время для создания вакуума	Высокое быстродействие
Конструкция более сложная	Простота конструкции, катушка и сердечник могут быть легко изготовлены потребителем
Ограниченный срок службы	Катушка электромагнита может нагреваться, но конструкция его долговечна

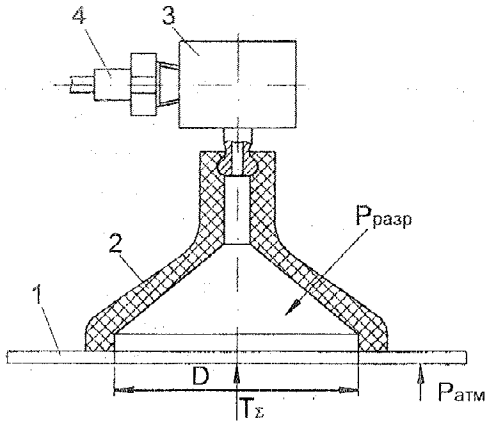


Рис. 5.23. Вакуумное ЗУ

деталью и разрежения $p_{разр}$ (давления или форвакуума):

$$T_{\Sigma} = F(p_{атм} - p_{разр}) = \frac{\pi D^2}{4}(p_{атм} - p_{разр}), \quad (5.45)$$

где D – внутренний диаметр резинового раструба.

Пример: $D=10$ см, $p_{разр}=13$ Па, $p_{атм}=98066$ Па. Найти T_{Σ} ?

$$T_{\Sigma} = \frac{3,14 \cdot 10^2}{4} (98066 - 13) \approx 770 \text{ Н}.$$

Из примера видно, что добиваться высокого вакуума ($p_{разр} \rightarrow 0$) нецелесообразно, так как сила притяжения T_{Σ} увеличится незначительно при $p_{разр}=0$.

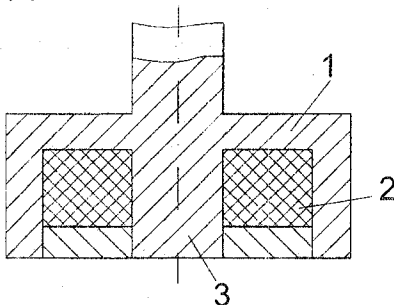


Рис. 5.24. Электромагнитные притягивающие ЗУ

Электромагнитное притягивающее ЗУ (рис. 5.24) состоит из корпуса 1, сердечника 3 из электротехнической стали, которые образуют пространство с помещенной катушкой 2.

Сила захвата T_{Σ} может быть определена на основе формулы Максвелла:

для электромагнитов постоянного тока

$$T_{\Sigma} = \frac{1}{2} (IN)^2 \mu_0 \frac{S}{\delta^2}; \quad (5.46)$$

для электромагнитов переменного тока

$$T_{\Sigma} = \frac{1}{4}(IN)^2 \mu_0 \frac{S}{\delta^2}; \quad (5.47)$$

где I - сила тока, А; N - число витков катушки; μ_0 - магнитная постоянная ($\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м); S - площадь рабочего контакта, см²; δ - средний зазор, мм.

В последнее время появились и получили широкое применение струйные ЗУ, которые применяются в электронной и приборостроительной промышленности для перемещения легких изделий (возможно их применение в фармацевтическом и микробиологическом производстве).

Среди широкодиапазонных по размеру и форме зажимных устройств для зажима корпусных, плоских и фасонных деталей на сверлильных, фрезерных, строгальных и др. станках, а также в ремонтном производстве широкое распространение получили машинные и слесарные тиски, конструкции и принципы действия которых весьма разнообразны.

В слесарных тисках сила зажима детали, создаваемая в основном вручную, мало зависит от действия внешних нагрузок, обычно направляемых в одну сторону - на неподвижную губку.

В машинных тисках сила зажима детали зависит от конструкции тисков, направления, вылета и величины действия силы резания, сил трения, жесткости губок и др. случайных факторов, что установлено проведенными теоретическими и экспериментальными исследованиями в НТУУ «КПІ» и Кировоградском национальном техническом университете [19, 40].

Установлено, что существенное влияние на надежность зажима детали оказывает соотношение жесткостей неподвижной C_2 и подвижной C_1 губок.

От упруго-силовых характеристик машинных тисков во многом зависят производительность и качество обрабатываемых изделий [12].

По конструктивному исполнению с точки зрения вида привода зажима, типа передаточно-усилительных и преобразовательных звеньев и непосредственно зажимных элементов (подвижных и неподвижных губок) существует огромное многообразие машинных тисков, однако их большая часть имеет несимметричное исполнение - подвижную и неподвижные части с различной жесткостью [12].

Рассмотрим, как изменяются силовые характеристики машинных тисков (рис. 5.25) при различных нагружениях заготовки со стороны режущего инструмента.

При зажиме заготовки двумя губками суммарная сила зажима составляет (рис. 5.26,а)

$$T_{\Sigma} = T_1 + T_2 = 2T, \quad (5.48)$$

где T_1 и T_2 - сила зажима соответственно подвижной и неподвижной губками.

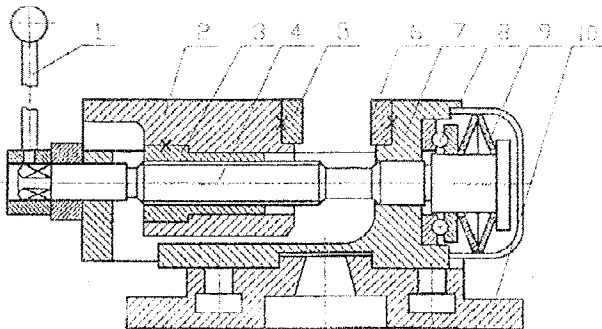


Рис. 5.25. Машинные тиски с ручным винтовым приводом:
 1 – рукоятка; 2 – подвижная часть; 3 – неподвижная гайка; 4 – винт; 5 –
 подвижная губка; 6 – неподвижная губка; 7 – неподвижная часть; 8 – упорный
 подшипник; 9 – пакет тарельчатых пружин; 10 – корпус

Так как после зажима силовой контур замыкается и система «тиски-деталь» находится в равновесии, то $T_1 = T_2 = T$. При этом каждая составляющая силы зажима зависит от натяга со стороны подвижной (δ_{01}) и неподвижной (δ_{02}) губок, которые определяются различными жесткостями C_1 и C_2 , принятые для упрощения рассуждений постоянными (рис. 5.26).

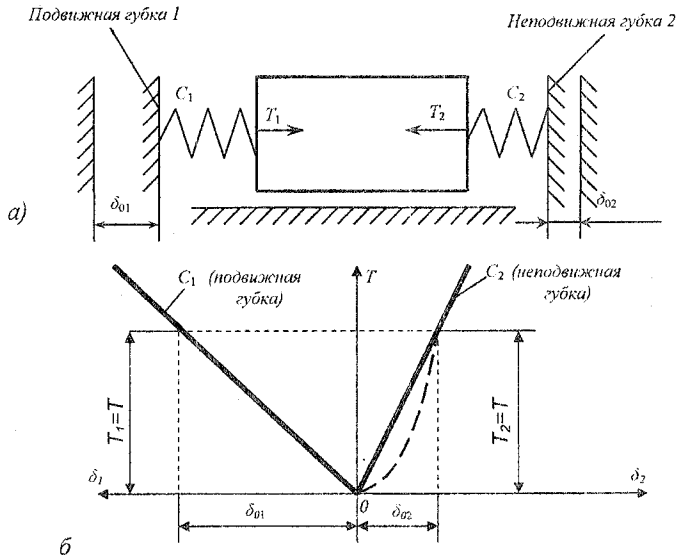


Рис. 5.26. Уруго-силовая модель зажима детали в тисках (а) и ее графическая интерпретация (б)

В этом случае формула (5.48) примет вид

$$T_{\Sigma} = C_1 \cdot \delta_{01} + C_2 \cdot \delta_{02}, \quad (5.49)$$

При $C_1 = C_2$ упругие перемещения со стороны губок будут одинаковыми, т.е. $\delta_{01} = \delta_{02}$. Если со стороны привода зажима (рис.5.25), т.е. винтовой пары, в баланс упругих перемещений кроме контактных сближений подвижной губки с деталью, есть растяжения винта, контактные сближения пары винт-гайка и другие упругие перемещения (например, деформация пакета тарельчатых пружин, контактные сближения в упорном шарикоподшипнике), то в существующих конструкциях тисков жесткость подсистемы C_2 со стороны неподвижной губки, где присутствуют только нелинейные контактные сближения (пунктирная кривая на рис. 5.26,б), всегда больше, т.е. $C_2 > C_1$.

Выразим соотношением жесткостей C_2 и C_1 через коэффициент неравномерности жесткости:

$$\alpha_c = \frac{C_2}{C_1} \quad (5.50)$$

и проанализируем его влияние на изменение упруго-силовых характеристик системы «тиски-деталь»: а) при различных схемах нагружения составляющей силы резания P в одном из направлений подачи, например, продольной подачи стола фрезерного станка при попутном или встречном фрезеровании, т.е. при нагружении на подвижную или неподвижную губки; б) при отсутствии и наличии сил трения $F_{тр}$; в) при отсутствии и наличии вылета l (рис.5.27, табл.5.15).

Таблица 5.15. Морфологическая таблица вариантов нагружения системы «тиски-деталь»

1. Сила P действует на губку	2. Сила трения $F_{тр}$	3. Вылет l силы P
1.1. подвижную (+P)	2.1. отсутствует ($F_{тр} = 0$)	3.1. отсутствует ($l = 0$)
1.2. неподвижную (-P)	2.2. есть ($F_{тр} > 0$)	3.2. есть ($l > 0$)

Исходя из табл.5.15 возможно $2^3=8$ вариантов нагружения (табл.5.16).

Для всех вариантов (табл.5.16) обобщенная упруго-силовая модель зажатой детали в машинных тисках при действии силы резания P представлена на рис.5.27.

Для варианта №1 (табл.5.16, рис.5.27,а) [6] при действии силы +P (показана пунктиром) по центру подвижной губки её упругое перемещение будет на величину $\delta_1 = \frac{P}{C_1}$, что увеличивает натяг в подсистеме «подвижная губка - деталь» до $\delta_{01} + \delta_1$ и силу зажима от T_1 до T_1' (рис.5.28, а). В то же время

Таблица 5.16. Варианты схем нагружения системы «тиски-деталь»

№ вариант а	Варьируемые параметры			№ варианта	Варьируемые параметры		
	P	$F_{нпр}$	l		P	$F_{нпр}$	l
1	+P	0	0	5	+P	0	>0
2	-P	0	0	6	-P	0	>0
3	+P	>0	0	7	+P	>0	>0
4	-P	>0	0	8	-P	>0	>0

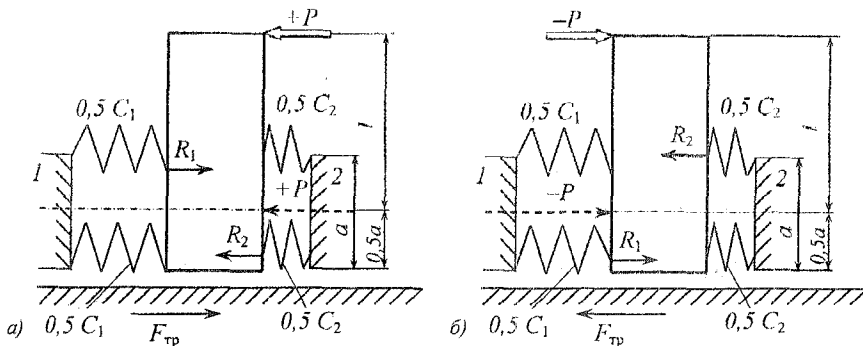


Рис. 5.27. Обобщенная упруго-силовая модель системы «тиски-деталь» при действии силы резания на губку: а – подвижную 1; б) – неподвижную 2

сила T_2 со стороны, неподвижной губки снижается до T_2' при уменьшении натяга в подсистеме «неподвижная губка - деталь» до $\delta_{02} - \delta_1$.

При постоянных жесткостях C_1 и C_2 (линейных зависимостях $\delta = f(c)$) составляющие сил зажима будут:

$$T_1' = T_1 + P = T + P;$$

$$T_2' = T_2 - C_2 \cdot \delta_1 = T_2 - \frac{C_2}{C_1} P = T_2 - \alpha_c P,$$

а суммарная динамическая сила зажима станет:

$$T_{\Sigma}' = T_1' + T_2' = 2T - P(\alpha_c - 1). \quad (5.51)$$

Из формулы (5.51) видно, что при $\alpha_c = 1$ ($C_1 = C_2$) суммарная сила зажима $T_{\Sigma}' = T_{\Sigma} = 2T$, т.е. не меняется, а при $\alpha_c > 1$ ($C_2 > C_1$) суммарная сила зажима уменьшается ($T_{\Sigma}' < T_{\Sigma}$) и при определенных условиях становится равной нулю, а именно при условии, когда

$$2T \leq P(\alpha_c - 1) \quad (5.52)$$

или

$$P \geq \frac{2T}{\alpha_c - 1} \quad (5.53)$$

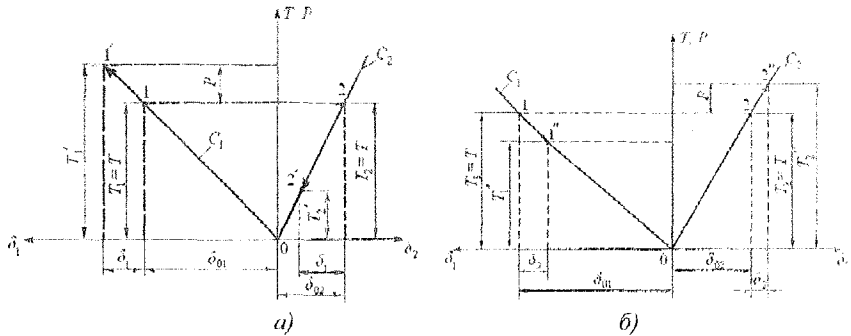


Рис. 5.28. Графическая интерпретация изменения сил зажима детали в тисках при действии силы резания на губку: а - подвижную; б - неподвижную

График зависимости (граница) потери суммарной силы зажима $T_{\Sigma}'' = 2T$ при действии силы резания P от коэффициента неравномерности жёсткости α_c показывает (рис.5.29), что при увеличении α_c работоспособность машинных тисков снижается, так как падает сила зажима T_{Σ}'' . Следовательно, при такой схеме нагружения допустимые силы резания падают, т.е. уменьшаются режимы резания, например, фрезерования (скорость резания V и подачи S , глубина t), а следовательно, уменьшается производительность обработки.

Для варианта №2 (табл.5.16, рис.5.27, б) при действии силы $-P$ по центру неподвижной губки её упругое перемещение будет на величину $\delta_2 = \frac{P}{C_2}$, что увеличивает натяг до $\delta_{02} + \delta_2$ и силу T_2 до $T_2'' = T + P$. При этом натяг со стороны подвижной губки уменьшается до $\delta_{01} - \delta_2$, а сила зажима T_1 до $T_1'' = T_1 + C_1\delta_2 = T - P \frac{C_1}{C_2} = T - \frac{P}{\alpha_c}$ (рис. 5.28,б).

Суммарная динамическая сила зажима станет:

$$T_{\Sigma}'' = 2T + P \left(1 - \frac{1}{\alpha_c} \right). \quad (5.54)$$

Из формулы (5.54) видно, что при $\alpha_c = 1$ ($C_2 = C_1$) суммарная сила зажима не изменяется, а при $\alpha_c > 1$ ($C_2 > C_1$) - увеличивается, что приведёт к увеличению разброса динамической силы зажима $\Delta T_{\Sigma}''$ при различных

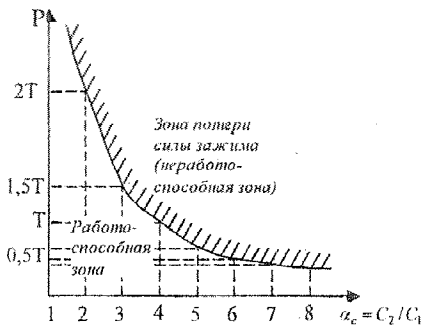


Рис. 5.29. Предельная зона работоспособности машинных тисков в зависимости от коэффициента неравномерности жёсткости α_c .

Для оценки влияния силы трения F_{mp} на изменение упруго-силовых характеристик системы «тиски-деталь» рассмотрим вариант №3, как развитие варианта №1.

В этом случае под действием силы резания P дополнительное упругое перемещение подвижной губки будет $\delta_1 = \frac{P - F_{mp}}{C_1}$, а силы зажима губками станут:

$$T_1''' = T + P; T_2''' = T - C_2 \left(\frac{P - F_{mp}}{C_1} \right) = T - \alpha_c (P - F_{mp})$$

Суммарная динамическая сила зажима

$$T_{\Sigma}''' = 2T - P(\alpha_c - 1) + F_{mp}\alpha_c. \quad (5.56)$$

Из формулы (5.56) видно, что суммарная динамическая сила зажима не изменяется ($T_{\Sigma}''' = 2T$) при условии $-P(\alpha_c - 1) + F_{mp}\alpha_c = 0$, т.е. при

$$F_{mp} = P \left(1 - \frac{1}{\alpha_c} \right).$$

Если $F_{mp} > P \left(1 - \frac{1}{\alpha_c} \right)$ суммарная сила T_{Σ}''' уменьшается, а если

$F_{mp} < P \left(1 - \frac{1}{\alpha_c} \right)$ - увеличивается (рис.5.30).

направлениях подачи (или силы резания $\pm P$). При этом разброс составит:

$$\Delta T_{\Sigma} = T_{\Sigma}'' - T_{\Sigma}' = P \left(1 + \alpha_c - \frac{1}{\alpha_c} \right). \quad (5.55)$$

Например, даже при $\alpha_c = 2$ разброс динамической силы зажима при определённой составляющей силы резания P будет $\frac{\Delta T_{\Sigma}}{P} = 2,5$, что весьма существенно и свидетельствует о необходимости выполнения тисков с $\alpha_c = 1$ ($C_2 = C_1$).

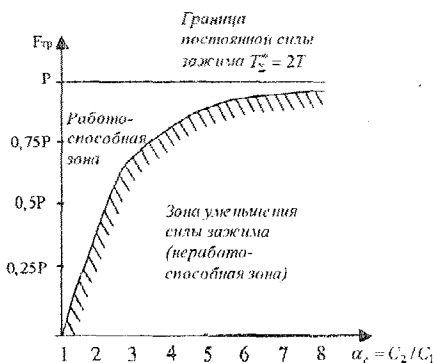


Рис. 5.30. Влияние силы трения $F_{тр}$ и коэффициента неравномерности жёсткости α_c на работоспособность машинных тисков при резании

Для оценки влияния вылета l действия силы резания P на упруго-силовые характеристики системы «тиски-деталь» рассмотрим вариант №5, как развитие варианта №1, используя аналогичные рассуждения и расчётную схему (рис.5.29,а) при достаточной высоте губки a , соразмерной с вылетом l и толщиной детали, исключаяющей её вырыв. При этом силы $T_1^V = T + P + R_1$ и

$$T_2^V = T - P \frac{C_2}{C_1} + R_1, \quad \text{а суммарная}$$

динамическая сила зажима:

$$T_{\Sigma}^V = 2T - P(\alpha_c - 1) + R_1 + R_2, \quad (5.57)$$

где R_1 и R_2 - реакции в местах кромочного контакта губок с деталью, соответственно равные

$$R_1 = P \frac{2l + a}{2a} \quad \text{и} \quad R_2 = P \frac{2l - a}{2a}.$$

Тогда преобразованная формула (5.57) примет вид

$$T_{\Sigma}^V = 2T - P(\alpha_c - 1) + 2P \frac{l}{a}, \quad (5.58)$$

Возможны случаи, когда сила T_{Σ}^V не изменится, т.е. $T_{\Sigma}^V = T_{\Sigma} = 2T$, а именно при условии

$$-P(\alpha_c - 1) + 2P \frac{l}{a} = 0,$$

или, когда

$$\alpha_c = 2 \frac{l}{a} + 1. \quad (5.59)$$

Для всех восьми вариантов схем нагружения (табл. 5.16) формулы суммарной динамической силы зажима детали в тисках при резании представлены в табл.5.17.

Анализируя табл.5.17, можно предложить обобщенную (универсальную) зависимость для суммарной динамической силы зажима:

$$T_{\Sigma} = 2T \mp P \left(\pm \alpha_c^m \mp 2 \frac{l}{a} \right) + F_{мп} \cdot \alpha_c^n. \quad (5.60)$$

В формуле (5.60): при нагружении силой P подвижной губки знаки при

Таблица 5.17

Суммарные динамические силы зажима детали в тисках при различных схемах нагружения

№ варианта (табл.2)	Формула динамической силы зажима
1	$T_{\Sigma}^n = 2T - P(\alpha_c - 1)$
2	$T_{\Sigma}^n = 2T + P\left(1 - \frac{1}{\alpha_c}\right)$
3	$T_{\Sigma}^n = 2T - P(\alpha_c - 1) + F_{np} \alpha_c$
4	$T_{\Sigma}^n = 2T + P\left(1 - \frac{1}{\alpha_c}\right) + F_{np}$
5	$T_{\Sigma}^{1*} = 2T - P(\alpha_c - 1) + 2P \frac{l}{a}$ $= 2T - P\left(\alpha_c - 1 - 2 \frac{l}{a}\right)$
6	$T_{\Sigma}^{1*} = 2T + P\left(1 - \frac{1}{\alpha_c}\right) + 2P \frac{l}{a}$ $= 2T + P\left(1 - \frac{1}{\alpha_c} + 2 \frac{l}{a}\right)$
7	$T_{\Sigma}^{1**} = 2T - P\left(\alpha_c - 1 - 2 \frac{l}{a}\right) + F_{np} \cdot \alpha_c$
8	$T_{\Sigma}^{1**} = 2T + P\left(1 - \frac{1}{\alpha_c} + 2 \frac{l}{a}\right) + F_{np}$

подвижных губок от одного привода; б) выполнение двух подвижных губок от двух приводов; в) введение упругой связи между неподвижной губкой и корпусом, что требует минимальных затрат на модернизацию [3].

- силы трения в подвижной части машинных тисков приводят к увеличению суммарной динамической силы зажима, однако уменьшают к.п.д. тисков, что требует введения дополнительной кинематической цепи в виде различных усилителей [15, 39, 40].

- для поиска новых технических решений по повышению работоспособности машинных тисков с минимальными затратами на модернизацию предложена морфологическая таблица и соответствующая ей матрица, которая дала 625 оригинальных решений, на некоторые из них оформлены заявки на изобретения и полезные модели.

Для создания равножестких машинных тисков методом морфологического анализа [33] была построена морфологическая модель (таблица) и

α_c , $2 \frac{l}{a}$ берутся соответственно «-», «+», «-», а степени $m = n = +1$; при нагружении подвижной губки знаки будут противоположные - соответственно «+», «-», «+», а степени $m = -1$, $n = 0$.

На основании проведенных экспериментов, можно сделать выводы:

- с целью стабилизации суммарной силы зажима детали в машинных тисках при резании, что обеспечит одинаковые условия обработки при встречном, попутном и контурном фрезеровании на станках с ЧПУ, необходимо стремиться к созданию примерно равной жесткости системы «тиски-деталь» со стороны подвижной и неподвижной губок, т.е. необходимо стремиться чтобы $\alpha_c = 1$ ($C_2 = C_1$).

- для достижения равножесткой системы «тиски-деталь» возможно несколько путей: а) выполнение двух

соответствующая ей матрица [40], выбор сочетания альтернатив из которой дал новые оригинальные решения, приведенные ниже.

Модернизированные машинные тиски (рис. 5.31) содержат корпус 1, связанную с ним неподвижную губку 2, подвижную часть 3 с подвижной губкой 4 и механизм перемещения, оснащенный ручным или механизированным приводом. Подвижная губка 4 соединена с подвижной частью 3 с помощью винтов 5. Механизм ручного перемещения выполнен в виде гайки 6, жестко связанной с подвижной частью, например штифтом (на рис. 5.31 не показан) и винт 7, левый конец которого имеет гранную форму под рукоятку 9, а правый конец 10 размещен в корпусе 1 ижатый к нему пакетом тарельчатых пружин 11 через упорный шарикоподшипник 12. С корпусом 1 связана неподвижная губка 2, выполненная упругой с приведенной жесткостью C_2 , равной приведенной жесткости C_1 подвижной губки 4. Корпус 1 имеет возможность поворота на 360° относительно основания 13 с круговым пазом.

Возможны различные варианты губки упругой с жесткостью $C_2=C_1$.

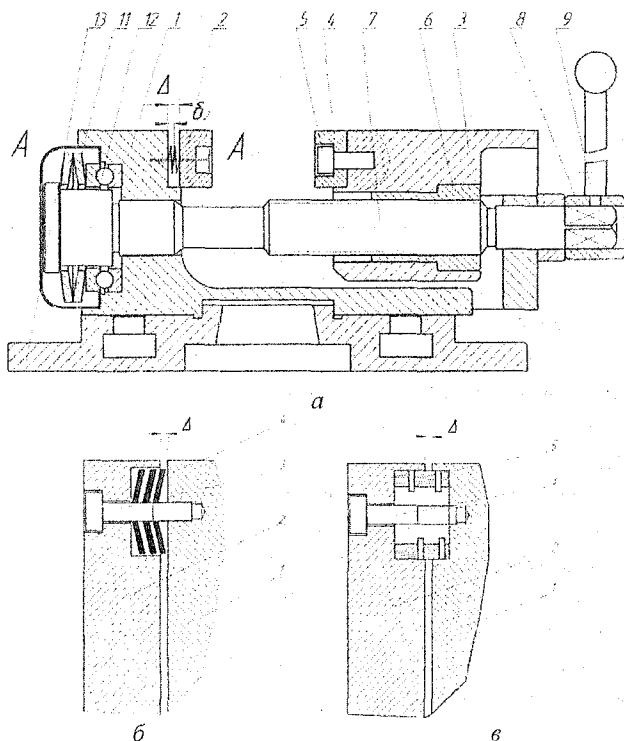


Рис. 5.31. Продольный (а) и поперечный (б) разрезы машинных тисков с упругой

неподвижной губкой в виде пакетов тарельчатых пружин и вариант упругой связи в виде разрезной втулки (в)

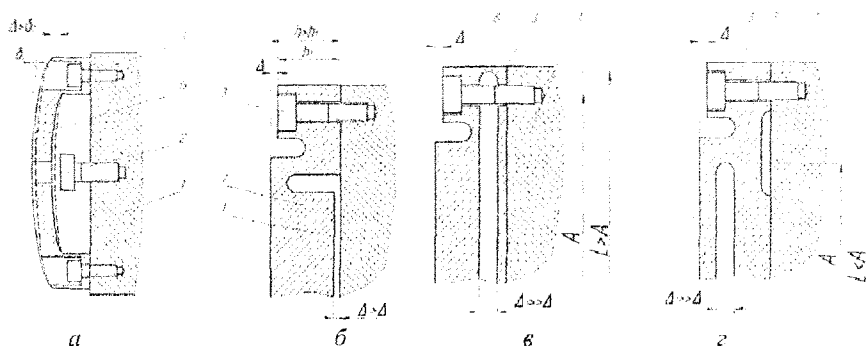


Рис. 5.32. Варианты упругой связи с корпусом а – в виде двухсторонней выпуклой плоской пластины; б – с поперечными встречными надрезами, образующие упругие шарниры в месте соединения; в, г – с поперечными и продольными разрезами

Из морфологической модели синтезированы широкоуниверсальные слесарные тиски по рис. 5.33. Такие тиски позволяют зажимать детали различной формы за счет эластичных губок, заполненных внутри жидкой или сыпучей средой, например, в виде шариков малого диаметра. В модернизированных тисках (рис. 5.33,а) приведены те же детали (поз. 1-12), что и в тисках (рис. 5.31,а), и только позиция 3,5 для обеих губок представляет эластичные баллоны, заполненные жидкой или сыпучей средой (рис. 5.33, б). С одной стороны, баллон содержит в глухом днище центрирующий выступ 14, а с другой стороны 15 отверстие под патрубок 16,жатый гайкой 17. Выступ 14 размещен в отверстии «в», а патрубок в пазу «с» (рис. 5.33,в). Через отверстия «а» (рис. 5.33, в) с помощью винтов 13 корпуса 4 губки крепятся к неподвижной 2 и подвижной 3 частям.

На рис. 5.34 показаны варианты зажима деталей с разными фасонными поверхностями.

Принцип зажима сводится к следующему: сначала при сведении губок оболочка охватывает фасонные поверхности деталей, а в конце создается жесткий натяг до требуемой силы зажима.

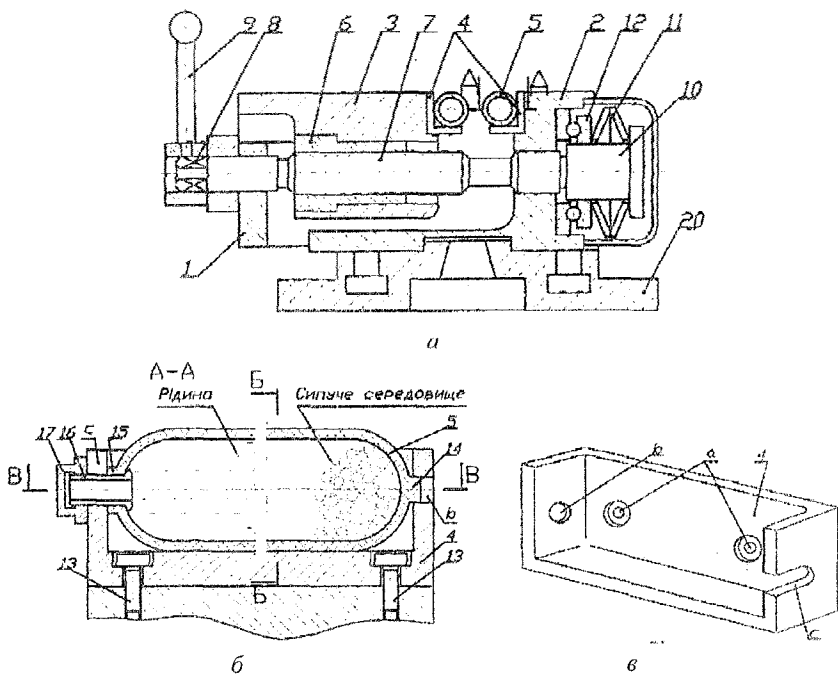


Рис. 5.33. Продольный (а) и поперечный (б) разрезы машинных тисков с эластичными губками и накладками (в) для них

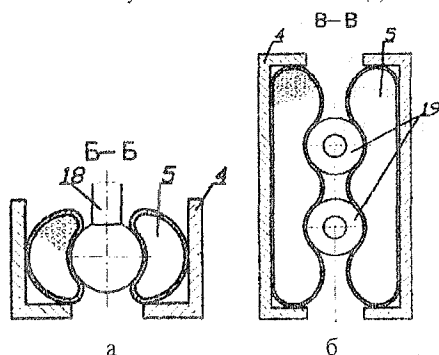


Рис. 5.34. Схема зажима детали с деформированными оболочками (разрезы Б-Б, В-В рис. 5.33): а – со сферической поверхностью, б – двух фасонных

Литература к главе 5

1. Автоматизация поискового конструирования (искусственный интеллект в машинном проектировании) / А.И. Половинкин, Н.К. Бобков, Т.Я. Буш и др.: под ред. А.И. Половинкина. – М.: Радио и связь. 1981. – 344 с.
2. Автоматическая смена средств крепления заготовок при токарной обработке // Экспресс-информация «Автоматические линии и металлорежущие станки». ВИНТИ, 1986. Вып.9. – С.11-16.
3. Агрегатно-модульні технологічне обладнання: Навч. пос. / Під заг. ред. Ю.М. Кузнєцова (автори Крижанівський В.А., Кузнєцов Ю.М. та інші). - в 3-х ч.: ч.1. – Принципи побудови агрегатно-модульного технологічного обладнання. – Кіровоград, 2003. – 422 с., ч.2 – Проектування та дослідження вузлів агрегатно-модульного технологічного обладнання. – Кіровоград, 2003. – 268с, ч.3 – Агрегатно-модульні технологічне обладнання нового покоління, його оснащення та інструментальне забезпечення. – Кіровоград, 2003. – 507с.
4. Ахрамович В.Н. Анализ и синтез клиноплунжерных широкодиапазонных зажимных патронов токарных автоматов. Дис. ... канд. техн. наук. – К., 1991. – 206 с.
5. Ахрамович В.Н. Экспериментальные исследования силовых характеристик широкодиапазонного зажимного патрона // Технология и автоматизация машиностроения, 1991. №48. – С. 6-9.
6. Блюмберг В.А., Глушенко В.Ф. Какое решение лучше? Метод расстановки приоритетов. – Л.: Лениздат, 1982. – 160с.
7. Брэдс Э. Материалы симпозиума о зажимных устройствах фирмы «Берг и Ко», Москва, 18-19 февраля 1974 г., М.: ЭНИМС. – С.14-48.
8. Волошин В.Н. Синтез затискних патронів з позиційними багатопрофільними елементами для токарних верстатів. Дис. ... канд. техн. наук. – К.: НТУУ „КПІ”, 2003. – 228с.
9. Дунчева Г.В. Синтез, механика и оптимизация на самозатягащи патронници. Дис...канд.техн.наук. София, 2005.
10. Жедь В.П. Обзор зарубежных конструкций универсальных токарных патронов с ключевым зажимом // Станки и инструмент. – 1962. – №2. – С.31-43.
11. Крохотин А.И., Дорохин В.В., Малевич А.М. Патроны для токарных станков с ЧПУ. – Станки и инструмент, 1983. - №4, С.26-27.
12. Кузнєцов Ю.И., Маслов А.Р., Байков А.Н. Оснастка для станков с ЧПУ. Справочник. – М.: Машиностроение, 1990. – 512 с.

13. Кузнецов Ю.Н., Ромашко А.С., Осадчий О.О., Боженко М.О. Повышение качества проектирования самозажимных клиновых сверлильных патронов // Вестник КПИ, серия Машиностроение. К., 1997. – С. 53-57.
14. Кузнецов Ю.Н. Использование эвристических приемов в работе конструктора станочной оснастки. – М.: УТПМ, 1992. – 86с.
15. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов. Дис....докт. техн. наук. – М.: 1984. – 515 с.
16. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием. Монография (в 2-х частях) – К.: ООО «ЗМОК» - ООО «ГНОЗИС» – ч.1, 2009. – 270 с., ч.2, 2010. – 466 с.
17. Кузнецов Ю.Н., Вачев А.А., Максимов Й.Т. Самозажимные сверлильные патроны // Вестник машиностроения. – 1988. – №11. – С.39-43.
18. Кузнецов Ю.Н. Целевые механизмы станков-автоматов и станков с ЧПУ. Часть 3. К.: ТОВ «ЗМОК»; Тернополь: ТГТУ, 2001. – 354 с.
19. Кузнецов Ю.Н. Хамуйела Т.О., Неделчева П.М. Влияние схемы нагружения на упруго-силовые характеристики машинных тисков для металлорежущих станков. – Габрово: Труды междунауч.-техн. конференции «УНИТЕХ 06», 2006.
20. Кузнецов Ю.Н. Новые зажимные патроны для токарных станков // Мир техники и технологий. – 2002. - №6.
21. Кузнецов Ю.М., Гуменюк О.А. Високоточні надшвидкісні затискні патрони для хвостового ріжучого інструменту // Вісник НТУУ «КПІ», серія машинобудування. 2005. - №45.
22. Кузнецов Ю.М., Гуменюк О.А., Рудковський А.М., Хасан Аль-Дабас Принципи створення високошвидкісних інструментальних затискних патронів для верстатів // Наукові праці КНТУ, 2006, №17.
23. Кузнецов Ю.Н., Ромашко А.С. Системный подход к синтезу сверлильно-фрезерных патронов // Научные труды региональной научно-технической конференции «Проблемы создания новых машин и технологий». Кременчуг, 1996. – С. 127-131.
24. Кузнецов Ю.Н., Ромашко А.С. Пути повышения точности и совершенствования сверлильных патронов // Труды международной научной конференции АМТЕСН-97, Габрово, Болгария, 1997. -С. 183-190.
25. Кузнецов Ю.Н., Неделчева П.М., Хасан Аль-Дабас. Изследване на силовите характеристики на ексцентрик пробивен патронник. Труды междунауч. конф. UNITECH'06, 2006, Габрово.

26. Кузнецов Ю.Н., Неделчева П.М., Хасан Аль-Дабас. Системно-морфологический подход при синтезе широкодиапазонных эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов. Известия на ТУ-Габрово, т.33, 2006. - с.3-8.
27. Кузнецов Ю.Н., Неделчева П.М., Хасан Аль-Дабас. Компютърно моделиране и изследване основните характеристики на эксцентриков пробивно-фрезеров патронник // Труды научной конференции «Машины, технологии, материалы – инновации за индустриата '07», София, Болгария, №2-3, 2007. – С. 35-38.
28. Кузнецов Ю.Н., Хасан Аль-Дабас, Манило И.И. Совершенствование эксцентрикового сверлильно-фрезерного патрона по показателям усилия зажима инструмента // Тракторы и сельхозмашины, 2009. - №9. – С. 54.
29. Кузнецов Ю.Н., Ахрамович В.Н. Широкодиапазонный зажимной патрон // Машиностроитель. – 1990. - №12.
30. Максимов Й.Т., Дунчева Г.В. Изследване на условията на самозатягане на тричелюстни пробивни патронници. Международна научна конф. UNITECH'04, 18-19 ноември, 2004, Габрово, том 2. с. 91-94.
31. Максимов Й.Т., Вачев А. А. Динамичен и силов анализ на тричелюстен пробивен патронник без ключ. Машиностроение, 1990, кн. 8. – с. 249-352.
32. Максимов Й.Т. Динамика на самозатягащи патронници. Научни трудове на ВТУ «А. Кънчев» - Руссе, т. XXXV, сер. 4, 1994. с. 32-37.
33. Одрин В.М., Картавов С.С. Морфологический анализ систем. Построение морфологических матриц. К.: Наукова думка, 1977. - 183 с.
34. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества. - М.: Машиностроение, 1988.
35. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Справочник-учебник. В 3-х томах. Т.2. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / А.С. Проников, Е.И. Борисов, В.В. Бушуев и др. Под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Из-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 320с.
36. Робототехника: Пѳручник / В.І. Костюк, Г.О. Спину, Л.С. Ямпольський, М.М. Ткач. – К.: Вища школа, 1994. – 447с.
37. Ромашко А.С. Синтез высокоточных клиновых сверлильно-фрезерных патронов для металлорежущих станков. Дис ... канд. техн. наук. - Киев, 1997.
38. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник / Ю.Н.Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под ред. Ю.Н.Кузнецова.- К.: Техника; София: Гос. изд-во «Техника», 1988. – 222 с.

39. Турнаев А.И. Винтовые механизмы и передачи. М: Машиностроение, 1982.– 223с.
40. Хамуйела Т.О. Синтез машинных лещад з покращеними пружно-силовими характеристиками для металорізальних верстатів. Дис.... канд.техн.наук, - Кіровоград, КНТУ, 2008. – 208 с.
41. Шабров Н.Н. Метод конечных элементов в расчетах деталей тепловых двигателей. – Л.: Машиностроение, 1983. – 212 с.
42. Kuznetsov Y.N., Vachev A.A., Maximov J.T. Self-tightening Drill Chucks. Allerton Press Inc., London, 1988, pp. 52-56.
43. Kuznetsov Y., Vachev A. New principles of clamping of objects in metal cutting machines. – AMTECH'97, Plovdiv, Bulgaria

ГЛАВА 6. МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ЗАЖИМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

6.1. Классификация многофункциональных механизмов

Расширение технологических возможностей, снижение металлоемкости и упрощение системы управления манипулированием заготовок различной конфигурации на токарных автоматах и станках с ЧПУ может быть обеспечено за счет применения многофункциональных механизмов (МФМ). МФМ классифицируют по следующим признакам (рис. 6.1): по виду зажимаемых заготовок (одноосные: прутки, трубы, штучные сплошные и пустотелые; многоосные: с параллельными, перпендикулярными и скрещивающимися осями), по выполняемым функциям (подача и зажим; зажим с перехватом или перебазируванием; зажим, поворот параллельно оси вращения шпинделя и фиксация; зажим, поворот параллельно оси вращения шпинделя и фиксация; зажим поворот в плоскости оси шпинделя и фиксация).

Возможно различное исполнение МФМ для манипулирования прутком, например:

- 1) Многофункциональный зажимной механизм (МФЗМ) - МФМ, в котором зажимной патрон (ЗП) выполняет функции подающего патрона (ПП);
- 2) Многофункциональный подающий механизм (МФПМ) - МФМ, в котором подающий патрон (ПП) выполняет функции зажимного патрона (ЗП).

В первом случае зажимной патрон можно назвать многофункциональным зажимным патроном (МФЗП), во втором случае подающий патрон - многофункциональным подающим патроном (МФПП).

В МФМ пруткового автомата подача и зажим прутка могут осуществляться без упора, с помощью одного (вместо трех) привода и одного (вместо двух) патрона. В последнем случае зажимной патрон выполняет функции подающего, что обеспечивает манипулирование с прутком в 3 такта вместо 7 (рис.6.2) [21]:

такт T_1 – зажато, резание; такт T_2 – разжим, подача; такт T_3 – набор, зажим.

По такому принципу работает МФЗП с гидравлическим приводом силового замыкания (рис. 6.3) [7].

В МФЗП (рис. 6.3) для подачи и зажима прутка используют один привод, что уменьшает расход металла и трудоемкость изготовления конструкции. Это достигается тем, что устройство, содержащее корпус с коническим отверстием и соединенный с приводом осевого перемещения зажимной патрон с подпружиненными зажимными элементами, снабжено

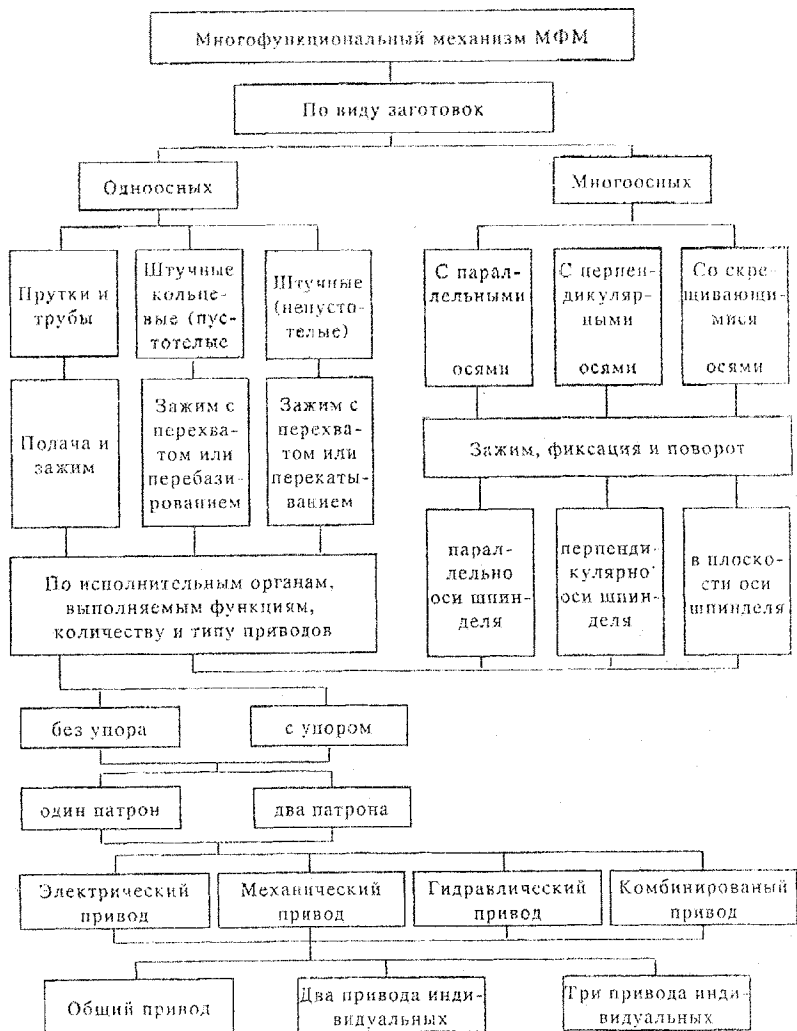


Рис. 6.1. Классификация многофункциональных подающих (МФПМ) и зажимных (МФЗМ) механизмов токарных станков

Механизмы	Такт							
	Действие	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7
существующие упорядоченно	подача				///			///
	набор							
	зажим	///				///		
	разжим		///					
	выход			///				
	возврат						///	
многофункциональные	подача		///					
	набор			///				
	зажим	///		///				
	разжим		///					
суппорт	резание	///	///					

Рис. 6.2. Сравнительные характеристики тактограмм работы существующих и многофункциональных механизмов подачи и зажима прутка на токарных автоматах

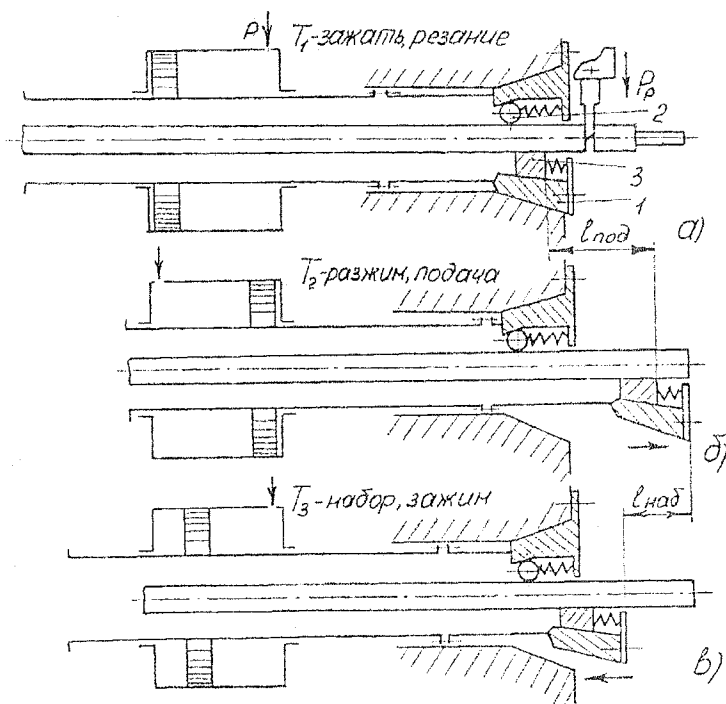


Рис. 6.3. Принцип работы многофункционального /МФЗМ/ с приводом силового замыкания

узлом торможения, выполненным в виде закрепленного в корпусе фланца с наклонными выступами и подпружиненными роликами (шариками), расположенными в прорезях патрона.

Для зажима прутка патрон 1 приводом смещают влево (рис.6.3,а) и вдавливают его в коническое отверстие корпуса. При этом ролики 2 способствуют надежному закреплению прутка. После окончания обработки и отрезки детали пруток разжимают и подают в зону обработки на требуемую величину. Для этого приводом сообщают патрону 1 осевое движение в направлении подачи (рис. 6.3,б). В начале этого движения пруток разжимается. Затем подпружиненные клинья 3 заклиниваются в пространстве между коническим отверстием 1 и поверхностью прутка, происходит подача. После выдвигения прутка на требуемую величину 1 под происходит изменение направления движения привода и патрона (рис.6.3,в). С этого момента и до момента зажима идет набор прутка на длину 1наб, т.е. клинья 3 скользят по неподвижному прутку. Пруток удерживается от смещения внутрь патрона роликами 2, которые заклиниваются в пространстве между внутренней наклонной поверхностью выступов фланца 4 и прутком. После соприкосновения наружного конуса с патроном 1 начинается зажим. Возникающие при этом радиальные силы зажима передаются прутку клиньями 3. В течении всего процесса обработки устройство остается в состоянии "зажато". Затем процесс повторяется.

Дополнительным преимуществом этого механизма является уменьшение времени на зажим и подачу прутка, т.к. исключается время для выхода и возврата откидного упора и уменьшается количество необходимых движений (рис. 6.3).

6.2. Известные схемы и конструкции многофункциональных зажимных механизмов

Рассмотрим МФЗМ, в котором зажимной патрон выполняет функции подающего. Этот механизм [22] состоит из корпуса 1 (рис.6.4), патрона с затяжной цапгой 2 и подпружиненными кулачками 3, привода 4 с зажимной муфтой, связанной через упорный подшипник 5 с поршнем 6 неподвижного гидроцилиндра 7 и нажимного стакана в виде гайки 8 с внутренней фасонной поверхностью, предназначенной для натяга системы. Муфта 4 пальцами 9, проходящими через продольные пазы 10 в корпусе 1, жестко связана со втулкой 11, установленной на трубе зажима 12 между буртиком 18 и шариками 13 в сепараторе 14, за которым расположено упругое звено 16 и гайка 17 на

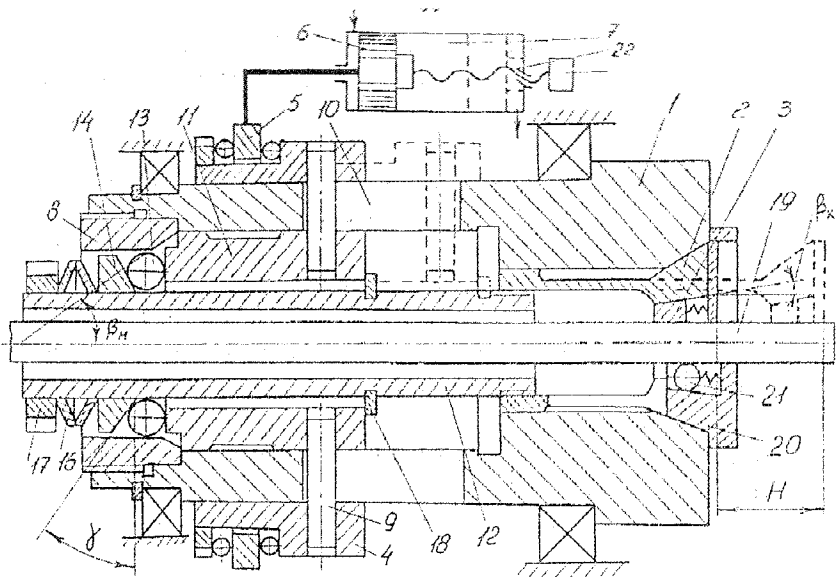


Рис. 6.4. Многофункциональный зажимной механизм (МФЗМ) пруткового автомата с комбинированным приводом (силового и геометрического замыкания)

трубе зажима 12. Для удержания прутка 19 от осевого смещения при смещении цанги 2 с кулачками 3 предназначено тормозное заклинивающее устройство в виде фланца 20 с роликами 21. Длина хода поршня 6 (длина подачи) регулируется винтом-упором 22.

Работа механизма происходит следующим образом. После обработки детали при подаче масла под давлением в левую полость гидроцилиндра 7 (рис. 6.4) поршень 6 перемещается вправо, увлекая за собой зажимную муфту 4, втулку 11, гайку 17, трубу зажима 12 и выводя шарики 13 из геометрического замыкания фасонной поверхностью гайки 8. В результате натяг снимается и предварительно поджатый кулачками 3 пруток 19 перемещается вправо. Одновременно происходит зажим и подача прутка 19. При подходе поршня к упору 22 подается команда на переключение подачи масла под давлением в правую полость гидроцилиндра 7. Поршень 6 и детали 4, 9, 11, 14, 16, 17 и 12 перемещаются влево, происходит набор прутка. Пруток при этом в осевом направлении неподвижен, т.к. удерживается роликами 21, заклиниваемыми во фланце 20 с углом клина, не превышающем угол трения. Фасонная поверхность гайки 8 утапливает шарики 13 и натягивает упругое

звено 16 пропорционально требуемой силе зажима. Грубую регулировку силы зажима выполняют при сборке механизма гайкой 17, точную регулировку - гайкой 8.

Общий ход H муфты 4 равен: $H = L + \Delta$, где L - длина подачи без натяга; Δ - осевой ход трубы зажима при натяге системы, определяемый углом γ сепаратора 14, углом β_m гайки 8 и ее положением.

Преимущество данного механизма по сравнению с используемым в настоящее время - существенное упрощение конструкции.

В описанных выше конструкциях (рис. 6.3 и 6.4) при подаче прутка из шпинделя в рабочую зону выдвигается зажимная цапга, что снижает точность и надежность работы механизмов из-за плохой защищенности конического отверстия шпинделя.

В механизме (рис.6.5) [23] этот недостаток устранен, так как при подаче зажимная цапга не выдвигается из шпинделя. Функции дополнительного зажимного патрона и подающей цапги выполняет шариковый заклинивающий патрон.

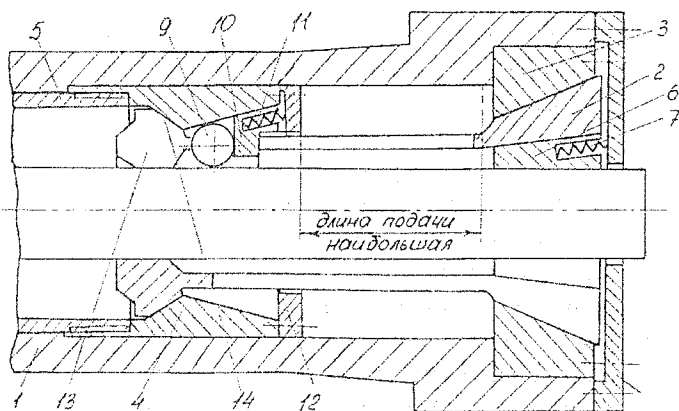


Рис. 6.5. Многофункциональный зажимной механизм (МФЗМ) с патроном двойного зажима, выполняющим функции подачи и зажима

Механизм зажима прутка 4 состоит из корпуса 1 (рис. 6.5), зажимной цапги 2, взаимодействующей наружным конусом с неподвижной втулкой 3, нажимной втулки 4 с двойным конусом, соединенной с трубой зажима 5 привода. В коническом отверстии цапги 2 установлены кулачки 6, поджатые пружинами 7, опирающимися на фланец 8. Шарик 9 равномерно расположен по

окружности в продольных прорезях цанги 2. Длина продольных прорезей цанги 2 не меньше максимальной величины подачи прутка. Угол конической поверхности втулки 4, взаимодействующей с шариками 9, обеспечивает заклинивание последних. В прорезях цанги 2 расположены также сухари 10 с пружинами сжатия 11, опирающимися на прикрепленную на втулке 4 крышку 12. Цанга 2 имеет внутренний поясok 13 и дополнительный конус 14. Работает механизм следующим образом. После обработки детали из прутка труба 5 смещается вправо, нажимная втулка 4 перестает давить на цангу 2, пруток разжимается. Разжим происходит в начальный момент времени движения втулки 4 вправо. При этом зазор между шариками 9 и коническим отверстием втулки 4 выбирается, шарики 9 заклиниваются. Пруток смещается вправо до момента окончания движения вправо втулки 4. При подаче прутка кулачки 6 немного сдвигаются вправо, не препятствуя подаче. После достижения крайнего правого положения привод реверсируется и нажимная втулка 4 движется влево. В начальный момент этого движения подпружиненные кулачки 6 заклиниваются в коническом отверстии цанги 2 и удерживают пруток от смещения влево. Затем происходит набор прутка, шарики скользят влево по неподвижному прутку. В конце хода втулка 4 упирается в конус 14 цанги 2 и смещает ее влево. Цанга 2 упирается передним конусом в отверстие неподвижной втулки 3 и зажимает пруток.

Механизм зажима и поворота изделия по а.с. N1168346 для токарного многошпиндельного полуавтомата состоит из поворотного патрона (ПП), приводов зажима и поворота. В качестве привода поворота используется движение поворота шпиндельного барабана. Механизмы поворота и фиксации объединены.

ПП имеет корпус 1 (рис. 6.6, а), укрепленный на шпинделе станка фланцем 2. В корпусе перпендикулярно оси вращения патрона установлены зажимная 3 и поворотная 4 цапфы с укрепленными на них призмами 3 и 6 для установки многоосной заготовки. Цапфа 3 установлена в возможность поворота и осевого смещения от рычага 8. Ось 9 вращения этого рычага установлена в корпусе 1, один конец рычага соединен с цапфой 3 через колодку 10 и сухари 11. Другой конец рычага связан с приводом зажима (не показан) через тягу 12. Цапфа 4 установлена с возможностью поворота и имеет в поперечном сечении два ряда расположенных и повернутых относительно друга под углом 45 квадрата 13 и 14 (рис. 6.6, б). В корпусе 1 максимально подвижно установлены салазки 15 с двумя расположенными под углом выступами 16 и 17, которые могут взаимодействовать со сторонами квадратов 13 и 14. На корпус 1 насажена гильза 18 с пружиной 19. На наружной поверхности гильзы выполнена

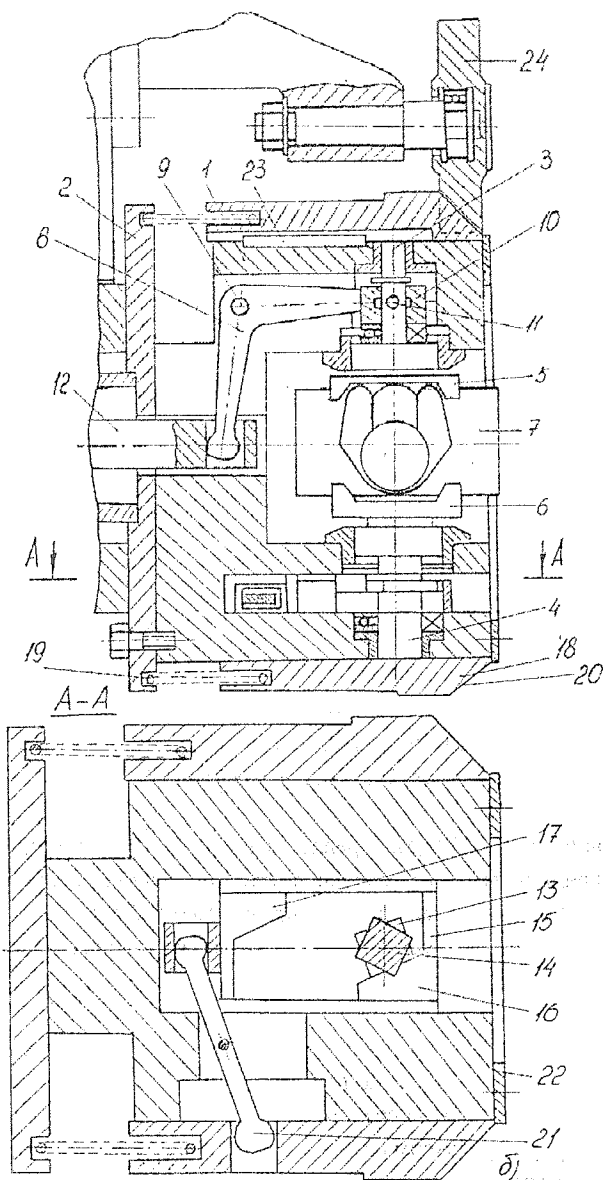


Рис. 6.6. Поворотный патрон для зажима и поворота многоосной заготовки вокруг оси, перпендикулярной оси вращения шпинделя: а - продольный разрез; б - разрез механизма поворота

коническая поверхность 20. Гильза рычага 21 соединена с салазками 15. Осевое перемещение гильзы 18 ограничено кольцом 22, а радиальное - шпонкой 23.

Привод зажима обеспечивает возвратно-поступательное перемещение тяги 12. Привод поворота выполнен в виде усиленного на корпусе шпиндельной бабки упора 24, расположенного с возможностью взаимодействия с конической поверхностью гильзы 18 при повороте шпиндельного барабана.

Работает ПП так. После окончания обработки одной из сторон изделия происходит поворот барабана (не показан) в следующую позицию. При повороте барабана гильза конической поверхностью 20 взаимодействует с упором 24 и смещается влево (рис. 6.6,а). Перемещение гильзы через рычаг 21 передается салазками 15. Выступ 16 выходит из контакта со стороной квадрата 13, расфиксируя цапфу 4. Выступ 16 выходит из контакта со стороной квадрата 13, расфиксируя цапфу 4. Выступ 17 входит в контакт с квадратом 14 и поворачивает его на 45°. В конце поворота барабана упор 24 выходит из контакта с гильзой 18. Под действием пружины 19 гильза перемещается вправо, перемещая рычагом 21 салазки 15 влево. При этом выступ 17 выходит из контакта с квадратом 13, а выступ 16 взаимодействует со стороной 14 квадрата и поворачивает цапфу еще на 45° и своей плоскостью фиксирует сторону квадрата 13 (а также цапфу и изделие) от проворота. Рабочие плоскости выступов 16 и 17 параллельны и образуют с направлением перемещения угол, не превышающий угла самоторможения для материалов цапфы и выступов салазок (8°..10°). После полной обработки во всех позициях изделие 7 разжимается при смещении тяги 12 вправо, призма 3 радиально удаляется от изделия. После установки нового изделия его зажимают смещением тяги 12 влево. При поворотах изделие не разжимается, вращение шпинделя не прерывается. При взаимодействии упора 24 с гильзой 18 происходит торможение шпиндельного барабана, что улучшает условия эксплуатации (уменьшаются динамические нагрузки при повороте).

Таким образом, описанный выше механизм объединяет в одном МФЗП механизмы зажима и поворота, фиксации изделия и расширяет технологические возможности токарных многошпиндельных полуавтоматов. Многофункциональный зажимной патрон (МФЗП) для последовательного зажима заготовки без переустановки [7, 8, 16] позволяет выполнить полную обработку детали. Принцип работы заключается в следующем. После окончательной обработки в позиции 1 отверстия заготовки 6 (рис. 6.7), зажатой кулачками 5 клинового патрона 2 с силой T_1 , цапга 3 выходит вперед и устанавливается в отверстие заготовки 6. После этого шток 4

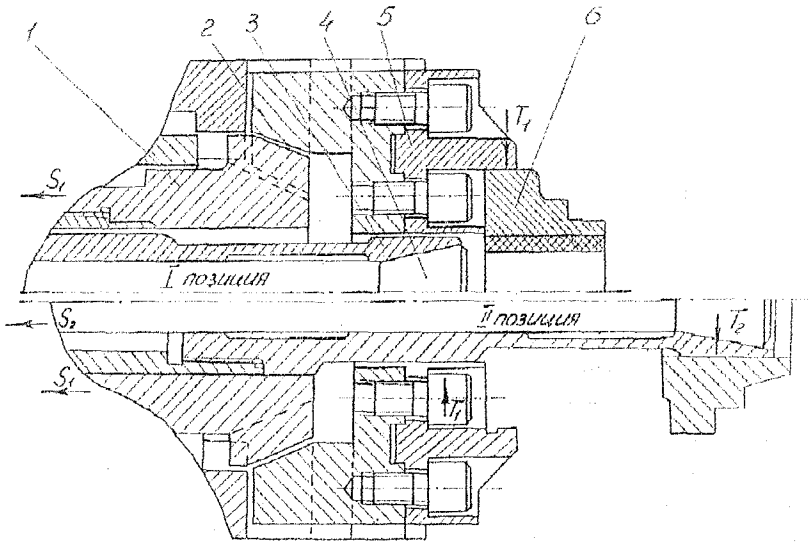


Рис. 6.7. Многофункциональный зажимной патрон (МФЗП) с перезакреплением заготовки (пат. ФРГ №1192027)

с коническим хвостовиком перемещается влево и разжимает цангу 3, закрепляя заготовку, с силой T_2 . Одновременно разжимаются кулачки 5 патрона и дается команда на перемещение зажатой заготовки вперед. Происходит зажим оправки-цанги 3 кулачками 5 с силой T_1 и удержание зажатой в цанге 3 заготовки 6 с силой T_2 . При этом обрабатывают наружную поверхность и левый торец детали.

6.3. Использование метода вепольного анализа для синтеза многофункциональных зажимных механизмов

Основными путями создания новых структур МФМ являются:

- 1) интегрирование функций в механизмах, участвующих в манипулировании с прутком, т.е. в механизмах подачи (ПМ), упора (МУП) и зажима (ЗМ) прутка;
- 2) придание дополнительных функций элементам механизмов ПМ, МУП и ЗМ;
- 3) использование для манипулирования с прутком кроме ПМ, МУП и ЗМ

дополнительных механизмов и устройств, выполняющих вспомогательные и рабочие движения;

4) введение дополнительных механизмов и устройств, усиливающих основные функции ПМ, МУП, ЗМ и др.

Первое направление позволяет сократить число тактов работы, уменьшить время вспомогательных движений, сократить количество элементов механизмов (источников энергии, приводов, промежуточных звеньев, передач, рабочих органов), снизить металлоемкость, т.е. сократить ресурсо-энергетические расходы.

Второе направление позволяет повысить технико-экономические показатели станка за счет повышения и улучшения характеристик ПМ, МУП, и ЗМ, например, увеличение силы, жесткости и точности зажима и т.п.

Третье и четвертое направления позволяют расширить технологические возможности станков, а также повысить их технико-экономические показатели (как при втором направлении).

В настоящей диссертации основное внимание уделено первому и второму направлениям.

На этапе поиска новых структур МФМ в условиях решения трудноформализуемых задач целесообразно использовать современные методы поиска технических решений [1, 5, 6] и выбор лучших вариантов осуществлять в условиях неполной или нечеткой исходной информации [3, 4, 13-15].

Для структурно-энергетического синтеза МФМ, как технической системы (ТС), удобно описывать эти механизмы моделями, состоящими из двух взаимодействующих веществ (изделия и инструмента) и поля. Такая модель называется веполем (от рус. слов «вещество» и «поле») [2].

При взаимодействии веществ в соответствии с законами построения ТС через нее должны проходить энергопотоки (поля), обеспечивая ее функционирование.

Переход от функции к энергии осуществить проще всего, поскольку в самой формулировке функции содержатся подсказки насчет типа энергопотока или его части.

Проходя через элементы ТС, энергия претерпевает превращения, причем можно выделить четыре типа энергетических превращений [2]:

1) излучение энергии, например, расширение сжатого воздуха при использовании пневмопривода в ПМ;

2) поглощение энергии, например, деформация звеньев, контактные сближения тел, сжатие воздуха в ЗМ;

3) преобразование потока энергии по программе, при котором вид энергии не меняется, а изменяется лишь ее пространственно-временная

организация: величина энергии и характеризующих ее параметров, направление энергопотока и т.п. (передача давления в струе жидкости или газа, механическая передача усилий и перемещений);

4) преобразование энергии по виду, например, преобразование электрической энергии в механическую, переменной электрической энергии в магнитную (закон электромагнитной индукции) и многие другие явления.

Если все природные явления и эффекты в энергетическом смысле сводятся к четырем типам, то можно части ТС, совершающие те или иные энергетические превращения, представить в виде типовых энергетических "кубиков" - элементарных структурных звеньев (ЭСЗ), из которых можно набирать систему, учитывая и требования к пространственно-временной организации и, обобщенно, физику [12].

Для представления этих типовых "кубиков" на основе вепольного анализа используются 2 базовых понятия - вещество (В) и поле (П) [2]:

вещество (В) - часть системы (в частности, элемент), имеющую массу и способную излучать, поглощать и преобразовывать энергию;

поле (П) - форма взаимодействия веществ, эквивалент энергообмена; оно характеризуется отсутствием массы, видом энергии и интенсивностью энергообмена (истинные и условные поля).

Введем обозначения в вепольных преобразованиях:

V_m, V_n, P_m, P_n - качественно различные элементы вещества и поля;

V', V'', P', P'' - видоизмененные элементы вещества и поля, отличающиеся по количественным характеристикам, форме, внутреннему состоянию, направлению;

$\Delta V, \Delta P$ - часть ("порция", "квант") вещества, поля;

$V(t), P(t)$ - элементы, организованные во времени;

$V(x), P(x)$ - элементы, организованные в пространстве;

\rightarrow - направленное воздействие;

\leftrightarrow - взаимодействие;

\dashrightarrow - отсутствующее необходимое (желаемое) воздействие, взаимодействие;

\nearrow - воздействия, отличающиеся по степени (силе), например, воздействие \nrightarrow сильнее воздействия \nearrow ;

\tilde{V}, \tilde{P} - плохое вещество, поле;

$\tilde{\rightarrow}, \leftarrow = \rightarrow$ - плохие воздействия взаимодействия

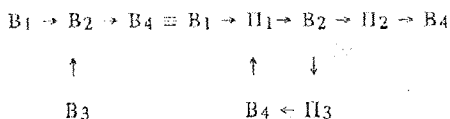
Элементы и связи между ними являются источником нежелательного эффекта

\Rightarrow - переход от одного состояния к другому (от "было" к "стало");

\Rightarrow - желательный переход от одного состояния к другому.

Поскольку поле есть форма взаимодействия веществ, то, строго говоря,

взаимодействие веществ кроме как через поле невозможно. В этом смысле, совершенно эквивалентны, например, следующие записи структуры системы "труба зажима (В1) - зажимная цапга (В2) - шпindelь (В3) - пруток (В4)" (рис.6.8,а):



Хотя более верна правая запись структуры, возможна и левая, сокращенная запись. Она допустима в том случае, если отражение формы взаимодействия между веществами несущественно, что особенно характерно в механических передачах без преобразования одного вида энергии в другой (когда характерно наличие контактирования тел, их перемещения и соединения).

Эквиваленты также записи типа V_1, V_2 и $V_1 - V_2$. Первая запись, однако, удобнее, если вещества образуют смесь, но для механических твердотельных систем удобнее вторая запись.

Общие положения вепольного анализа для построения структуры следующие:

- для изменения В путем воздействия на него следует использовать П;
- для преобразования П следует использовать В;
- наличие П всегда предполагает наличие В, являющегося источником этого П.

В соответствии с четырьмя типами энергетических превращений изображаются 4 типа энергетических "кубиков" - элементарных структурных звеньев (ЭСЗ):

ЭСЗ -1. Вещество - "источник" поля ("излучение" поля)

ЭСЗ-1 $\equiv V \rightarrow \Pi$;

ЭСЗ-2. Вещество - преобразователь поля по программе

ЭСЗ-2 $\equiv \Pi \rightarrow V \rightarrow \Pi$;

ЭСЗ-3. Вещество-преобразователь поля по виду

ЭСЗ-3 $\equiv \Pi_1 \rightarrow V \rightarrow \Pi_2$;

ЭСЗ-4. Вещество-"приемник" поля ("восприятие", "поглощение" поля)

ЭСЗ-4 $\equiv \Pi \rightarrow V$.

Типовых структурных задач столько же, сколько и структурных звеньев, т.е. четыре, а именно:

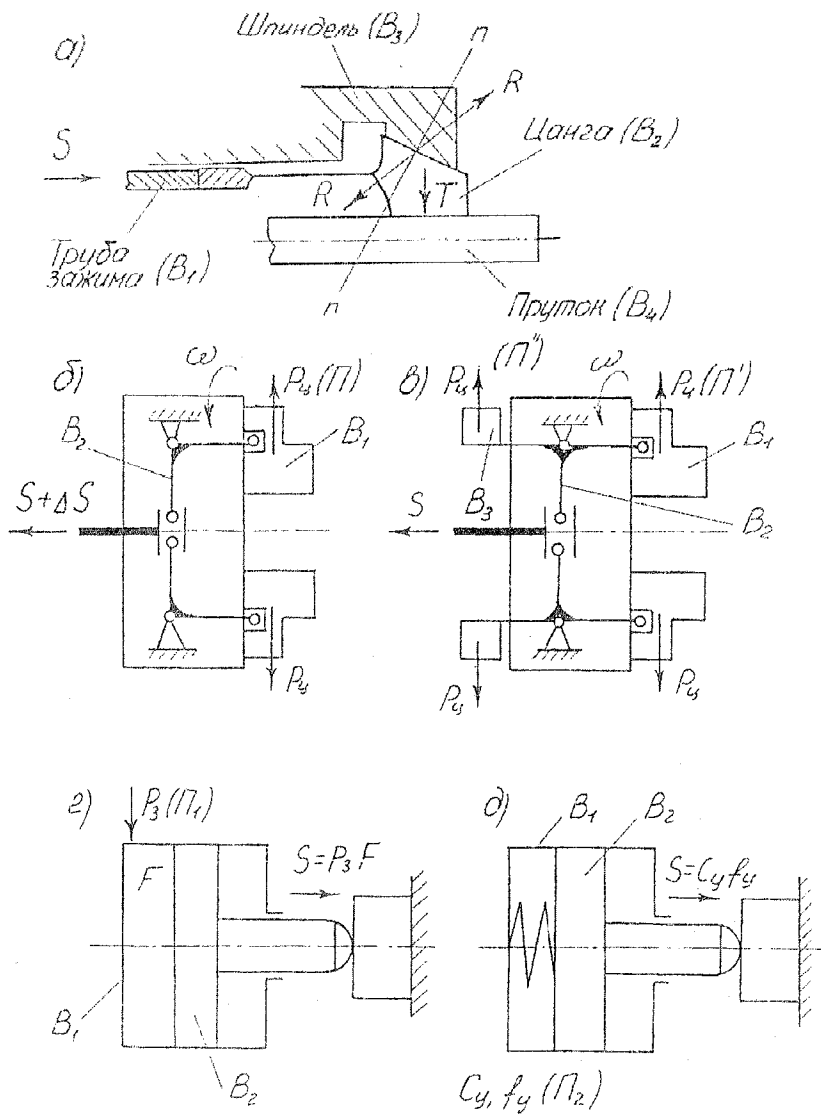


Рис.6.8. Элементы ЗМ и их полезные преобразования с целью улучшения энергетических характеристик

1-я задача - построение структурного звена, обеспечивающего "излучение" поля веществом

$$СЗ1 \equiv В \dashrightarrow \Pi$$

2-я задача - построение структурного звена, обеспечивающего преобразование поля по программе (в том числе изменение интенсивности поля вплоть до его компенсации или устранения)

$$СЗ2 \equiv \Pi \overset{\leftarrow}{\rightarrow} \Pi'$$

3-я задача - построение структурного звена, обеспечивающего преобразование поля по виду (в том числе изменение количества видов полей на выходе);

$$СЗ3 \equiv \Pi_1 \overset{\leftarrow}{\rightarrow} \Pi_2 \text{ - преобразование с изменением поля на выходе}$$

$$СЗ3 \equiv \Pi_1 \Rightarrow \begin{cases} \Pi_2 \\ \Pi_3 \end{cases} \text{ - преобразование с изменением количества полей на}$$

выходе;

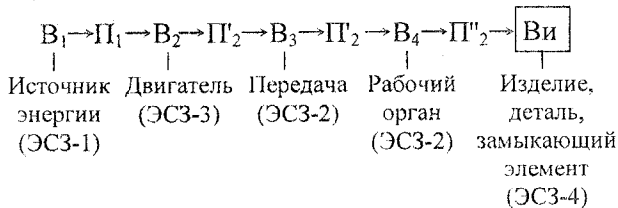
4-я задача - построение структурного звена, обеспечивающего "восприятие" поля веществом

$$СЗ4 \equiv \Pi \dashrightarrow В.$$

Есть четкое соответствие между ЭСЗ и функционально-энергетическими звеньями ТС, к которым относятся: источник энергии (Э), двигатель (Дв), рабочий орган (инструмент), изделие и замыкающий элемент. Последний поглощает энергопоток и может совпадать с изделием, инструментом или средой. Источник энергии соответствует звену ЭСЗ-1, двигатель - ЭСЗ-3. Передача чаще всего ЭСЗ-2, реже - ЭСЗ-3. Рабочий орган и изделие в зависимости от назначения системы (подсистемы) могут отражаться всеми четырьмя типами звеньев. А замыкающий элемент (чаще всего в нашем случае, заготовка, пруток или зажимаемый инструмент) соответствует звену ЭСЗ-4.

Поэтому из ЭСЗ можно "набирать" энергоцепочки, обеспечивающие энергетическую полноту и проводимость ТС. При этом отдельные звенья стыкуются между собой по полям в соответствии с принципом системотехники стыковать подсистемы ("черные ящики", "кубики") по входам и выходам. Энергоцепочки строятся по определенным правилам [2].

В общем случае полная энергоцепочка применительно к системе ЗМ может иметь вид:



Здесь через $\boxed{Ви}$ обозначено изделие (деталь, пруток).

Такие энергоцепочки в составе систем типа станок или подсистем типа механизм встречаются не всегда, так как чаще все движения осуществляются от одного электродвигателя. Однако можно выделить подсистему и рассматривать ее как систему, или исключить источник энергии, или совмещать его с двигателем.

В том случае, когда в системе или подсистеме отсутствует источник энергии, они считаются энергетически несамостоятельными. Энергия при этом подается на вход энергоцепочки в виде поля из окружения, т.е. от других систем, подсистем или внешней среды. Может быть исключена и передача, если энергия

От двигателя или источника энергии передается, например, сразу рабочему органу (короткая кинематическая цепь). В пределе энергоцепочки могут состоять всего из двух элементов - рабочего органа (зажимного элемента) и изделия (детали, прутка, штучной заготовки). Такие энергоцепочки называются минимальными:

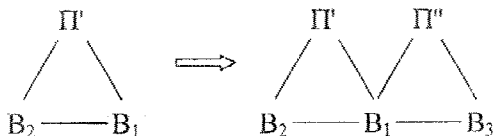
$В \rightarrow \boxed{Ви}$ – изменительная цепочка;

$\boxed{Ви} \rightarrow В$ – измерительная цепочка

Минимальные энергоцепочки всегда предпочтительнее других, так как в них, как правило, можно обеспечить минимум энергетических потерь.

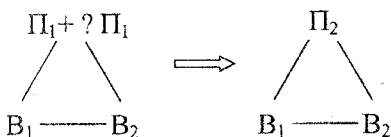
При синтезе МФМ необходимо стремиться к сокращению энергоцепочек за счет объединения функций, что далее проследим на синтезе многофункциональных ЗМ (МФЗМ) для токарного автомата с распределительным валом (на примере МГА) и токарно-револьверного станка с ЧПУ с гидравлическим приводом, предварительно рассмотрев элементарные примеры ЗМ и их преобразования, записанные в виде упрощенных структурных формул веполей и вепольных преобразований.

Пример 1. Рычажно-кулачковый патрон (рис.6.8, б) на высоких частотах вращения ω теряет силу зажима из-за центробежных сил $P_{ц}$, действующих на неуравновешенные кулачки, что требует дополнительного расхода энергии за счет увеличения силы зажима S на величину ΔS , компенсирующую влияние центробежной силы $P_{ц}$. Преобразуем веполю, введя дополнительные грузы B_2 на рычагах B_2 :



В результате появляется поле Π'' по другую сторону от кулачков B_1 , уравнивающее поле Π' (рис.6.8,в).

Пример 2. Гидравлический привод зажима (рис.6.8 ,г), состоящий из цилиндра B_1 и поршня B_2 , за счет давления жидкости p_3 (поле Π_1) создает осевую силу зажима $S=p_3F$ (F - площадь поршня), но при утечках требуется подпитка магистрали (дополнительное приращение поля $\Delta\Pi_1$) из-за возможного падения давления на величину Δp . Преобразуем веполю, заменяя энергию давления жидкости (поле Π_1) на потенциальную энергию сжатой пружины (Π_2), что исключает лишний расход энергии из-за утечек, т.е. $\Pi_2 = \Pi_1 - \Delta\Pi_1$ (рис.6.8, д):



В вепольном анализе существует 3 типа задач, зависящих от количества известных элементов: один, два или три [2]. Каждый тип задач содержит несколько классов (I-3 класса; II- 9; III - 6). Например, задача 2.7 - 2 вещества (или вещество и поле) взаимодействуют; одно вещество можно изменять; требуется установить (или улучшить) второе (дополнительное) взаимодействие (или действие), не ухудшая первого (имеющегося).

Для наглядности рассмотрим задачу 2.7 [8, 10] на примере обеспечения высокой осевой точности подачи ($\Delta_{on} = 0$) и зажима ($\Delta_{оз} = 0$) стального прутка в многошпиндельном токарном автомате (вещество B_2 - зажимная цапга тянущего типа, дополнительно оттягивающая вещество B_2 - пруток с неизменяющейся подающей цапгой, который при ударе об упор, отскакивает от него), (рис.6.9, поз. 1). Варианты решения построением веполей приведены на рис.6.9, поз.2-5). На рис.6.9 представлен новый метод (способ) подачи и зажима прутка путем фрикционного поля, воздействующего на пруток $\Pi_1 \rightarrow B_1$ при надежном (без проскальзывания) взаимодействии $B_1 \rightarrow B_2$ и изменении влияния фрикционного поля Π' (удержание прутка неподвижным при его наборе и зажиме) $B_2 \rightarrow \Pi''$. В результате изменяется (укорачивается)

№ п/п	Схема	Построение веполья
1		$B_1 \dashrightarrow B_2 \dashrightarrow B_4$
2		$B_1 \dashrightarrow B_2 \Rightarrow B_1 \dashrightarrow B_2$ $\quad \quad \quad \swarrow \quad \searrow$ $\quad \quad \quad \text{ПМ}$
3		$B_1 \dashrightarrow B_2 \Rightarrow B_1 - B_2 - B_3$ $\quad \quad \quad \swarrow \quad \searrow$ $\quad \quad \quad \text{ПУФ}$
4		$B_1 \dashrightarrow B_2 \Rightarrow B_1 - B_2 - B_4$ $\quad \quad \quad \swarrow \quad \searrow$ $\quad \quad \quad \text{ПЭМ}$
5		$B_1 \dashrightarrow B_2 \Rightarrow B_1 \dashrightarrow B_2$ $\quad \quad \quad \swarrow \quad \searrow$ $\quad \quad \quad \text{П}'_1$

Рис. 6.9. Вепольные преобразования ПМ и ЗМ с целью улучшения их точностных, скоростных и энергетических характеристик

циклограмма (или тактограмма) процесса подачи и зажима прутка, а механизм получает новое качественное содержание под названием многофункциональный механизм (МФМ).

Рассмотрим два примера реализации первого направления создания МФМ за счет интеграции функций с использованием вепольного анализа.

Пример 3. Создать МФЗМ для многшпиндельного токарного автомата вместо имеющихся трех механизмов манипулирования с прутком: ПМ, МУП, ЗМ (рис.6.10). При этом от одного источника энергии (Э) осуществляется работа всех механизмов. На рис.6.10 обозначено: ЭД - электродвигатель; КП - коробка передач; РВ - распределительный вал; К1,К2,К3 - соответственно кулачки зажима, подачи и упора прутка; РП1 и РП2 - соответственно рычажные передачи ЗМ и ПМ; ВКЗ - возвратно-качательное звено привода упора прутка; ЗР - звено регулировки длины подачи прутка; МЗ - муфта зажима; ТП и ТЗ - соответственно труба подачи и зажима; Р - рычаг упора; ПП и ЗП - соответственно подающий и зажимной патроны; У - упор; Д - деталь (пруток).

Выделим отдельные функциональные схемы (рис.6.11), а затем объединим их с учетом общих элементов (рис.6.12,а) и построим структурную схему (рис.6.12,б), соответствующую полной энергоцепочке: источник энергии-двигатель-передачи-рабочие органы-изделие (закрывающий элемент).

Поставив задачу объединения функций подающего (ПП) и зажимного (ЗП) патронов в одном многофункциональном патроне (МФЗП), заменив упор (У) на обгонный элемент (ОЭ) и выбрав один из приводов, получим функциональную схему синтезированного МФЗМ (рис.6.13,а), соответствующего полной энергетической цепочке (рис.6.13,б), аналогично показанной на рис.6.12,б, но имеющей минимальный расход энергии и минимум элементов (заимствованные показаны на рис.6.12,а и 6.12,а "кубиками" с двойным контуром, а новые - с одинарным контуром).

Используя принципы вепольного анализа, энергоцепочка ПМ, МУП и ЗМ (рис.6.10 и 6.12) будет преобразована (правая сторона) в новую энергоцепочку МФЗМ (рис.6.13):

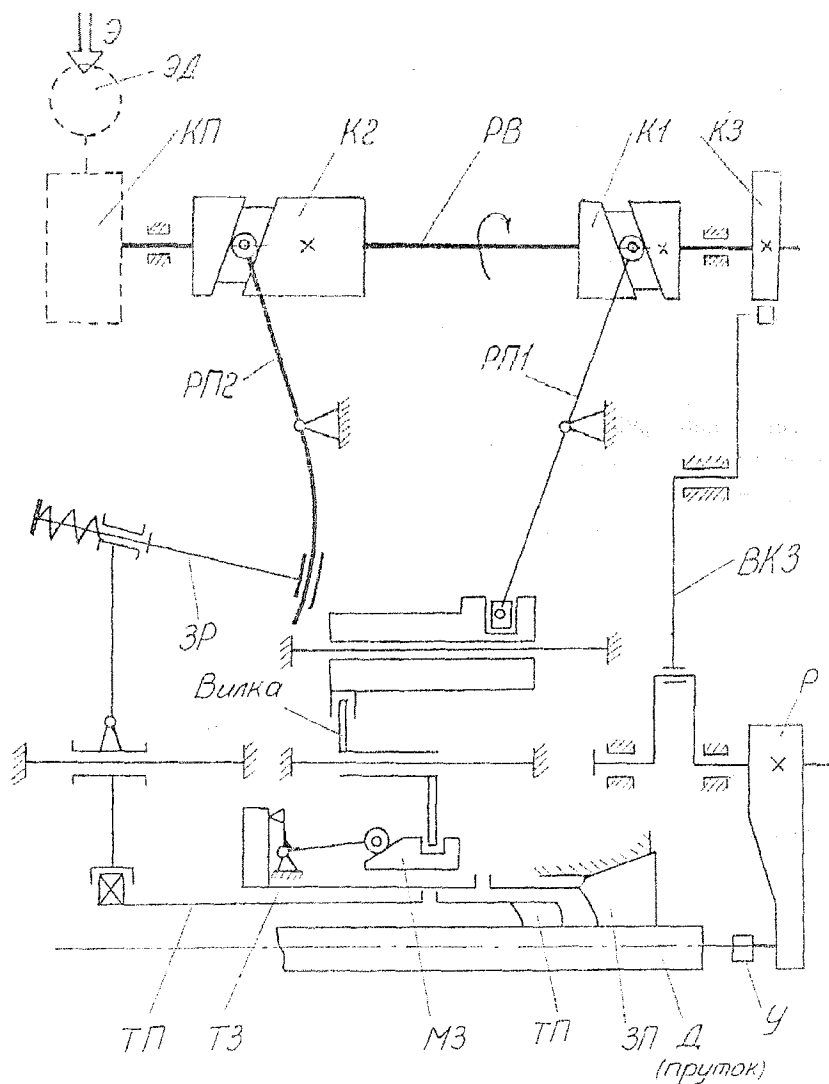


Рис 6.10. Типовая принципиальная схема подачи (ПИМ), упора (ПУМ) и зажима (ЗМ) прутка многошпиндельного автомата (МТА) с централизованным управлением от распределительного вала и механическими приводами с обозначением основных элементов

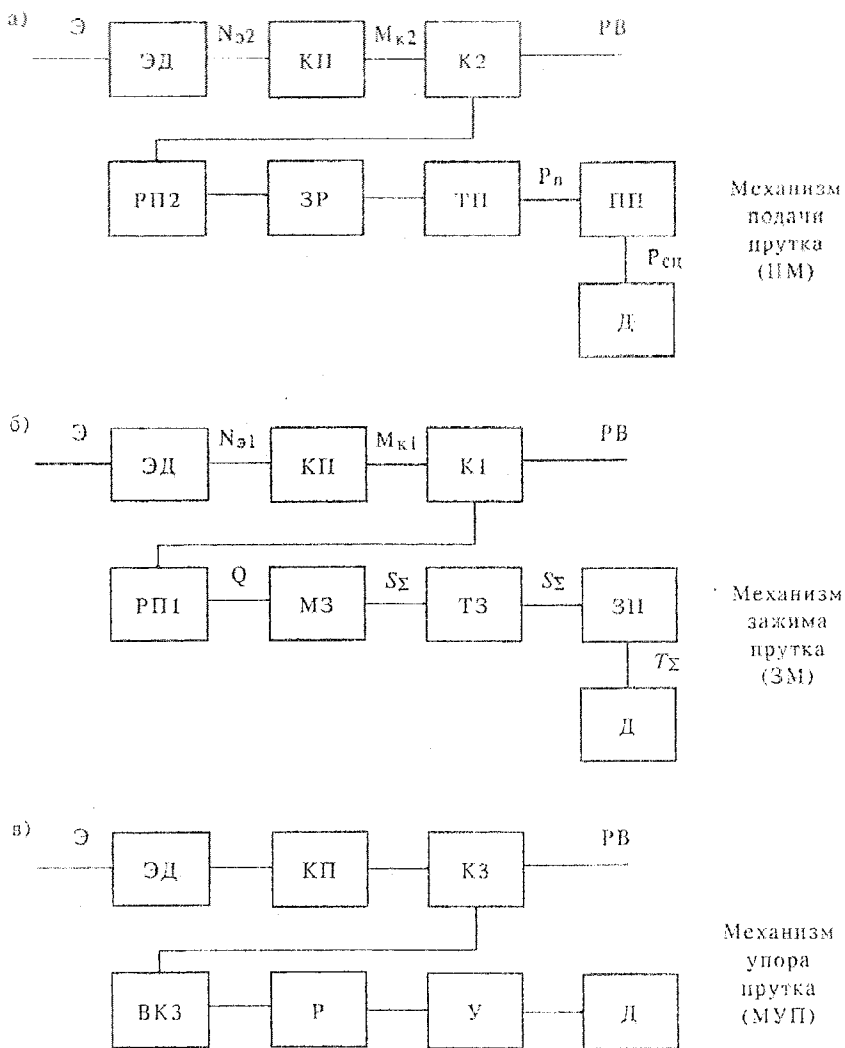
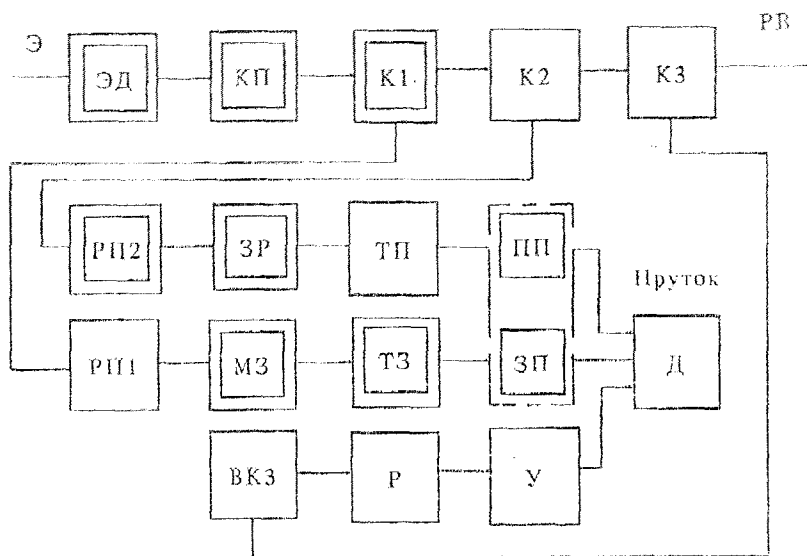
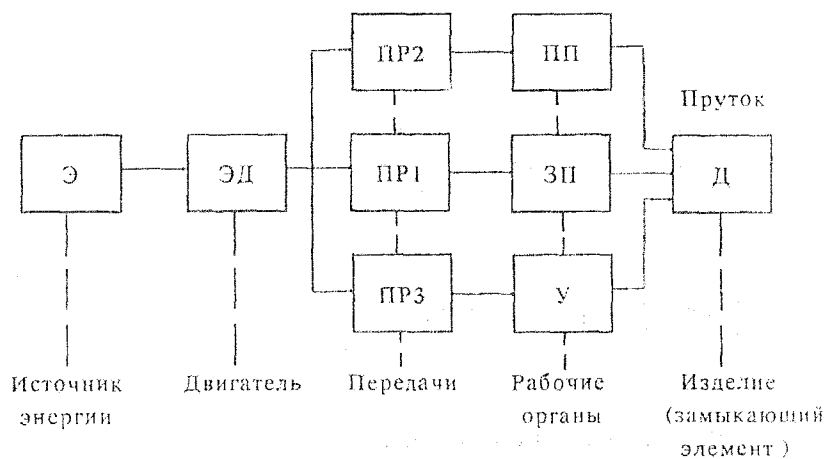


Рис.6.11. Функциональные схемы ПМ (а), ЗМ (б) и МУП (в) МТА с централизованным управлением от распределительного вала (рис.6.10)

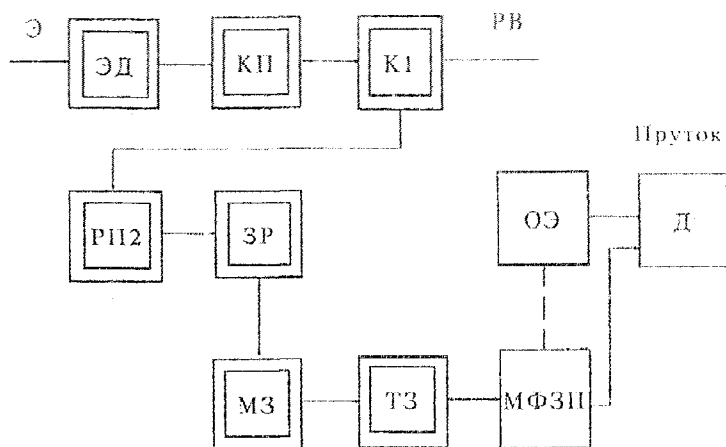


а

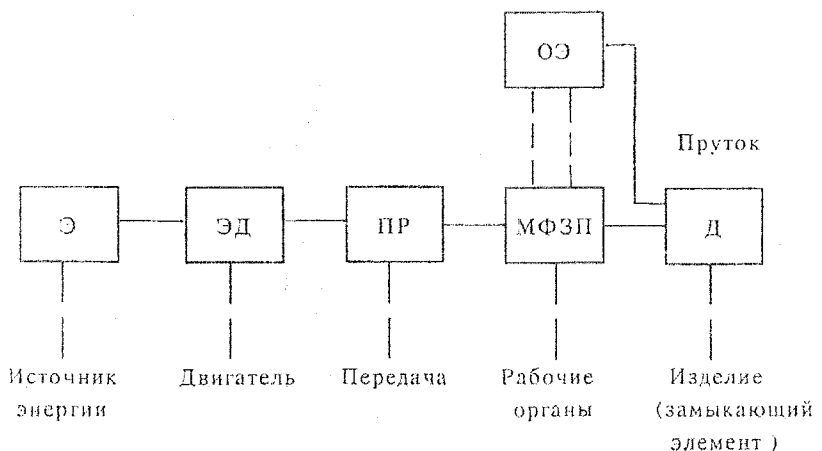


б

Рис. 6.12. Объединенная функциональная (а) и соответствующая ей структурная (б) схемы ПМ, МУП и ЗМ (рис. 6.11)



а



б

Рис. 6.13. Функциональная (а) и структурная (б) схемы синтезированного многофункционального зажимного механизма (МФЗМ) МТА с централизованным управлением от распределительного вала

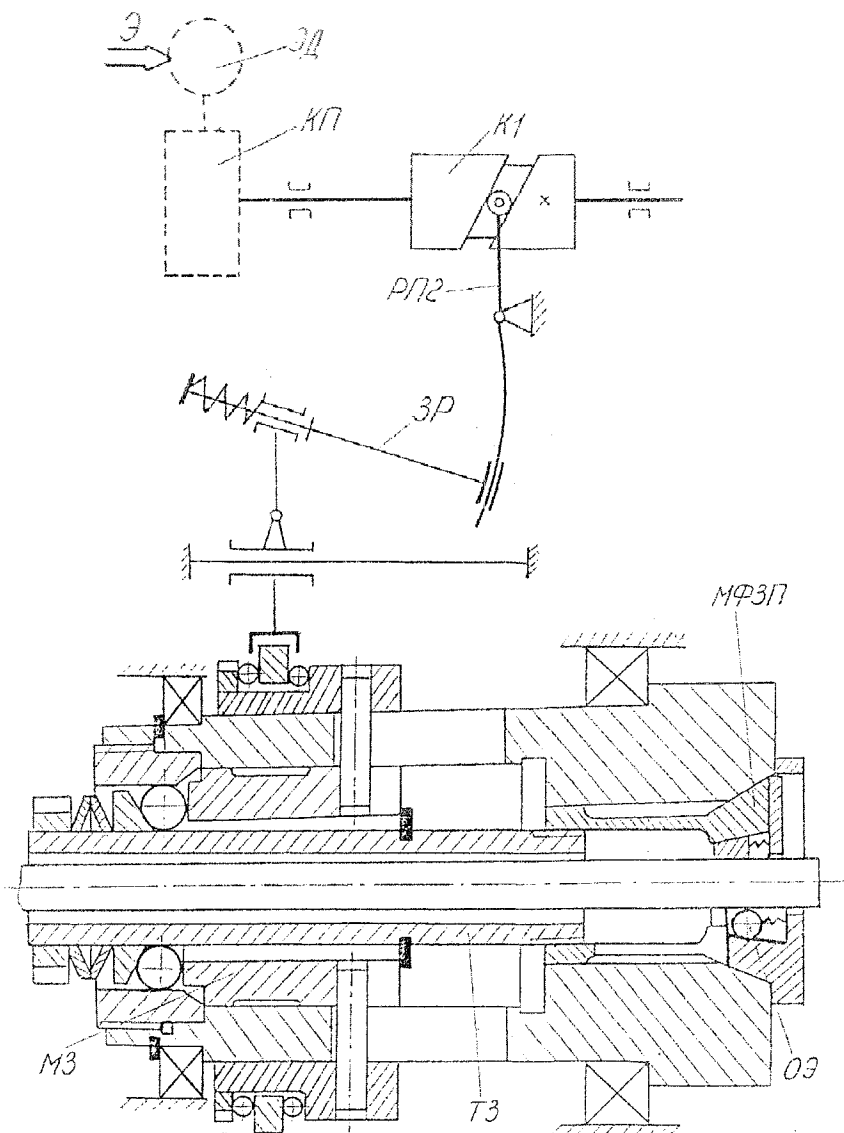


Рис. 6.14. Принципиальная схема синтезированного МФ3М МТА (рис. 6.13)

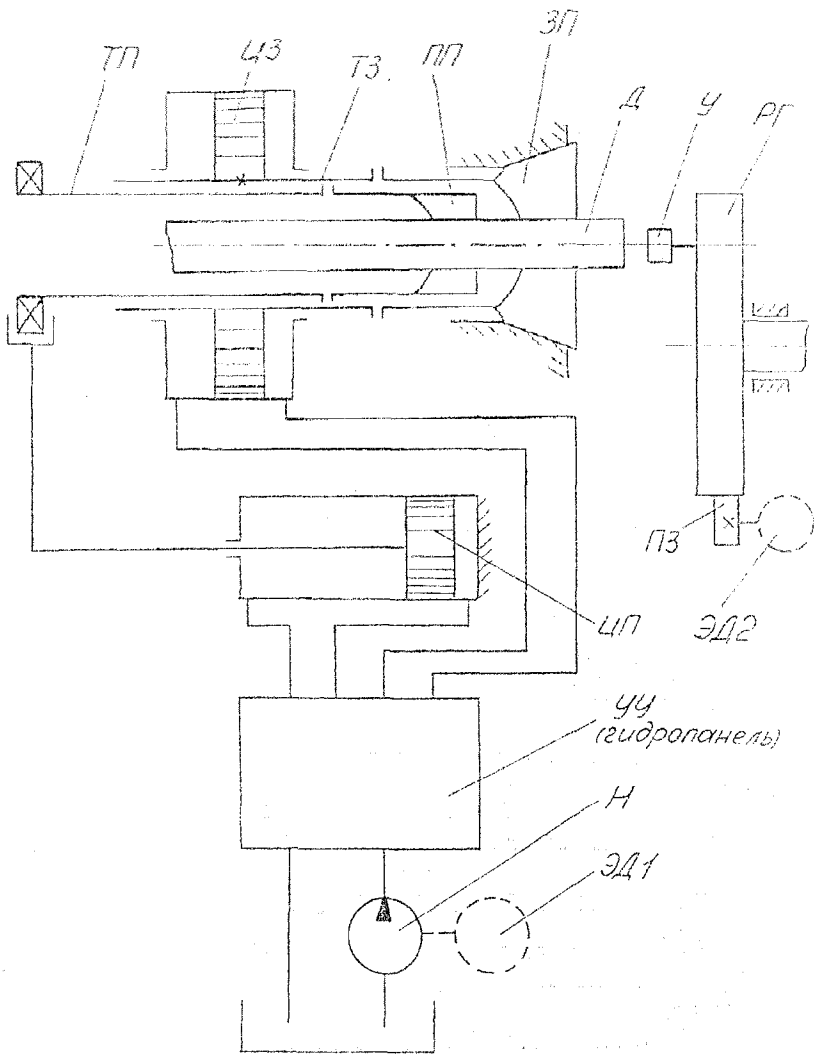


Рис. 6.15. Типовая принципиальная схема подачи (ПМ), упора (МУП) и зажима (ЗМ) прутка токарно-револьверного станка (ТРС) с ЧПУ и гидравлическими приводами

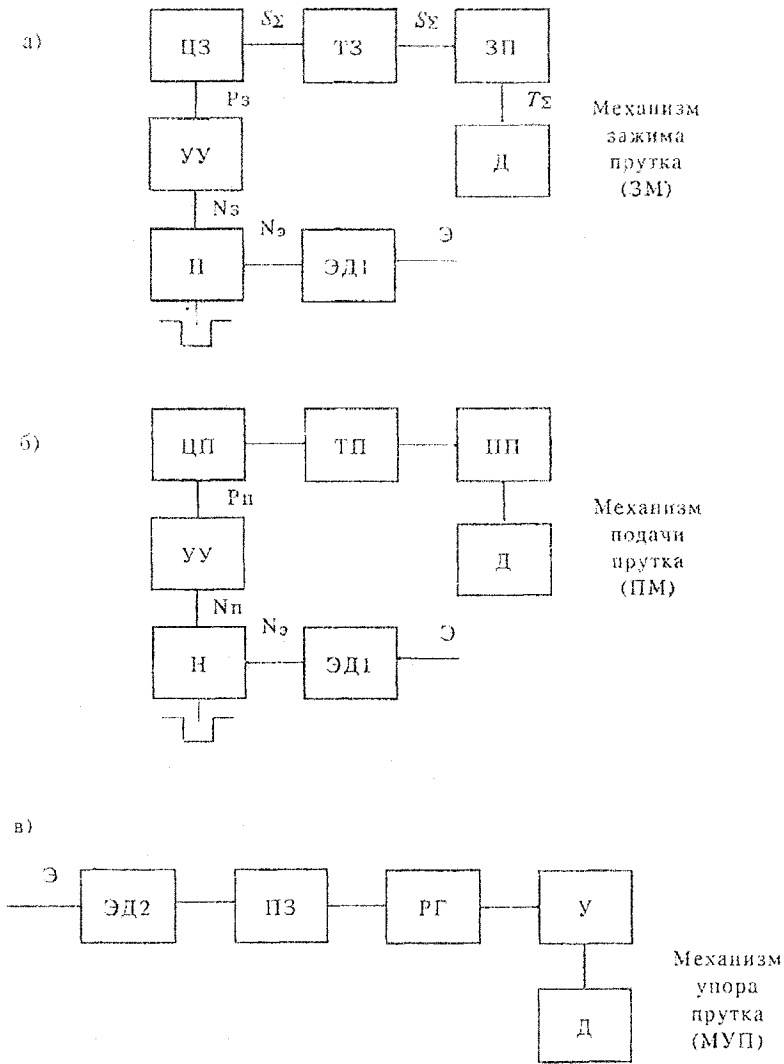
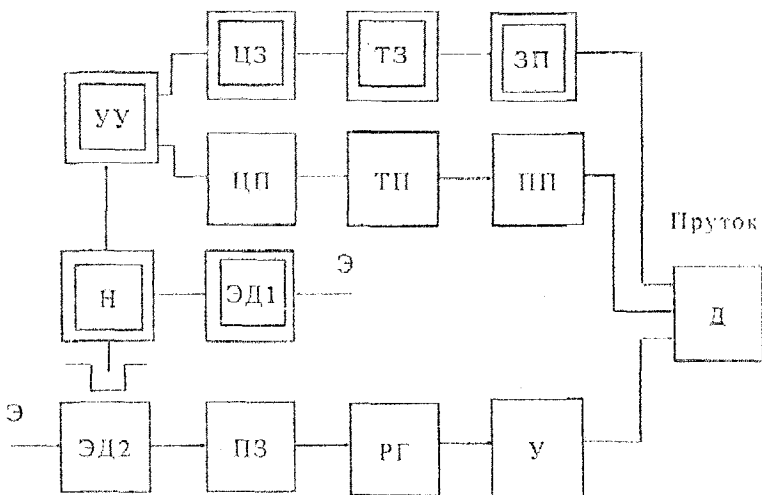
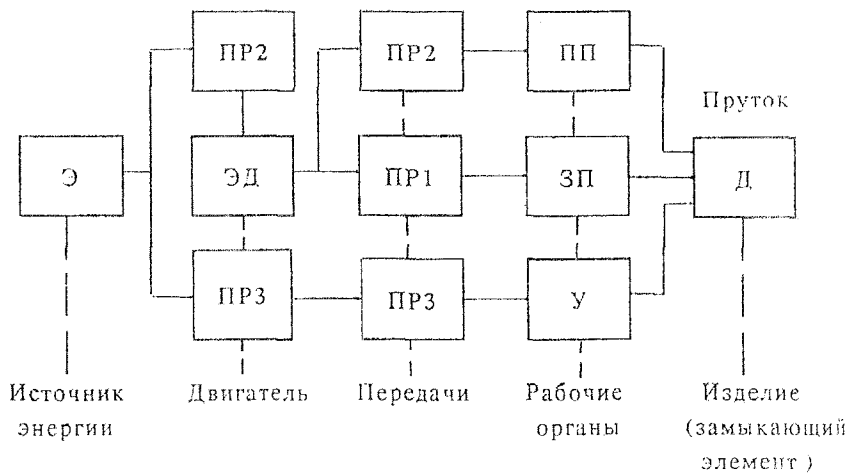


Рис. 6.16. Функциональные схемы ЗМ (а), ПМ (б) и МУП (в) ТРС с гидравлическим приводом (рис. 6.15)



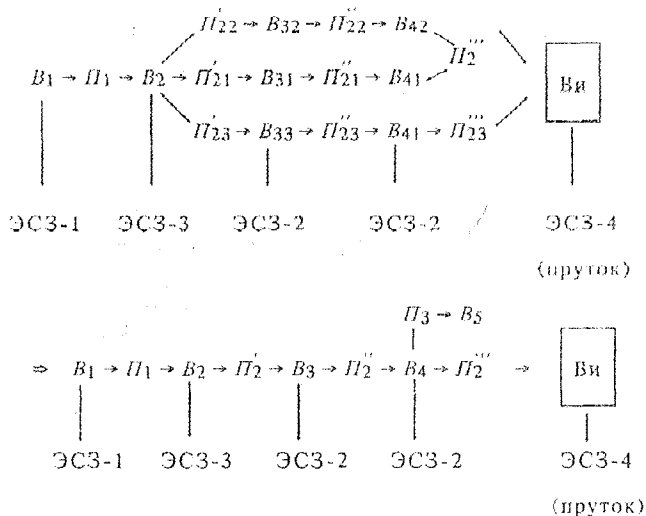
a



б

Рис.6.17. Объединенная функциональная (а) и соответствующая ей структурная (б) схемы ПМ, МУП и ЗМ (рис.6.16)

Объединив функции ПП и ЗП в одном многофункциональном зажимном патроне (МФЗП), заменив У на ЭО и выбрав один привод, получим функциональную схему синтезированного МФЗМ (рис.6.18,а), соответствующего полной энергетической цепочке (рис.2.11,6), что имеет вид:



Преобразованной энергоцепочке (правая сторона) соответствует МФЗМ (рис.6.18,в) применительно к ТРС с ЧПУ.

Синтезированные МФЗМ с измененной циклограммой (тактограммой) работы позволяют повысить быстродействие выполнения вспомогательных движений в 1,8-2,3 раза по сравнению с традиционной циклограммой (табл.6.1) за счет совмещения движений и упрощения цикла. Если в балансе времени цикла работы существующим ПМ, ЗМ и МУП токарного автомата 19 составляющих (табл.6.1):

$$T_{nz} = t_y + t_p + t_{II} + t_3 + t_6 + \Sigma \Delta t_{II} + \Sigma \Delta t_n$$

то в балансе времени работы МФЗМ (рис.6.14) токарного автомата 11 составляющих (табл.6.2):

$$T_{nz} = t_p + T_{II} + t_n + t_3 + t_6 + \Sigma \Delta t_{II}$$

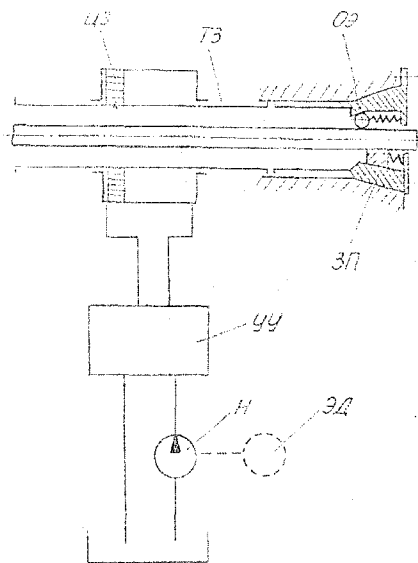
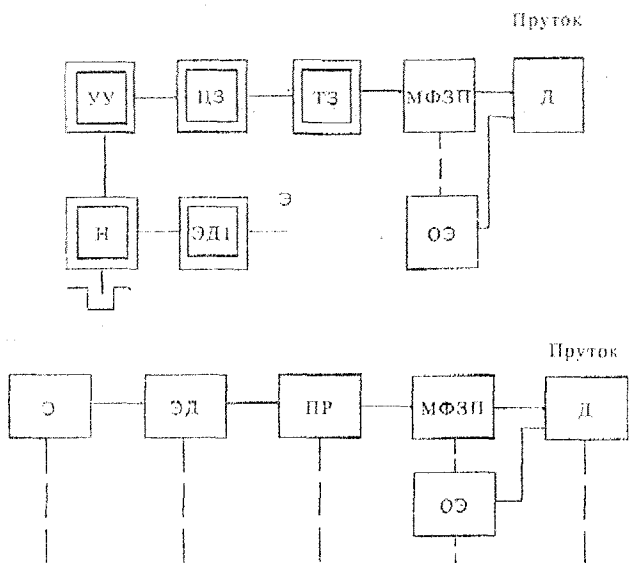


Рис. 6.18. Функциональная (а), структурная (б) и принципиальная (в) схемы синтезированного многофункционального зажимного механизма (МФЗМ) ТРС с гидроприводом

Таблица 6.1. Баланс времени цикла работы ПМ, ЗМ и МУП токарного автомата

Стадии процесса и их время		Составляющие времени	
		Обозн.	Наименование
Выход упора	t_y	t_y^I	разгон упора вперед
		t_y^{II}	движение с постоянной скоростью
		t_y^{III}	торможение упора
Разжим	t_p	t_p^I	размыкание ЗМ
		t_p^{II}	снятие натяга
		t_p^{III}	перемещение в исходное состояние
Подача	t_n	t_n^I	разгон детали (прутка)
		t_n^{II}	движение с постоянной скоростью
		t_n^{III}	торможение без упора
		t_n^{IV}	торможение на демпфере
		t_n^V	затухание колебательного процесса соударения с неподвижной частью упора
Зажим	t_z	t_z^I	выборка зазоров
		t_z^{II}	натяг системы
		t_z^{III}	окончательный дожим
Возврат упора	t_6	t_6^I	разгон упора назад
		t_6^{II}	движение с постоянной скоростью
		t_6^{III}	торможение упора
Цикловые увязки	$\Sigma \Delta t_n$	межцикловые паузы, перебеги, срабатывание элементов управления и т.д.	
	$\Sigma \Delta t_n$	наложение элементов цикла	
Примечание: Для станков моделей 1341, 1В340Ф30 и т.п. общее время цикла $T_{цз} = 3,8 - 5$			

С использованием принципа самонастройки [7, 11] при гарантированной выборке зазоров и регламентированном натяге в контакте многофункциональный патрон-деталь (МФП-Д) возникает возможность интегрирования функций ПМ и ЗМ, а исключение проскальзывания при подаче прутка позволяет исключить один функциональный механизм - МУП, оставив от него исполнительную часть У в виде заклинивающего и подпружиненного

Таблица 6.2. Баланс времени цикла работы МФЗМ токарного автомата

Стадии процесса и их время		Составляющие времени	
		Обозн.	Наименование
Разжим	t_p	t_p'	размыкание ЗМ
		t_p''	снятие натяга
Подача	t_n	t_{np}'	разгона
		t_{np}''	движение с постоянной скоростью
		t_{np}'''	торможение без упора
Набор	t_n	t_n'	разгон
		t_n''	движение с постоянной скоростью
		t_n'''	торможение
Зажим	t_z	t_z''	натяга системы
		t_z'''	окончательного дожима
Цикловые увязки		$\Sigma \Delta t_n$	междикловых пауз перебегов срабатывания элементов управления и т.д.

Примечание: Для модернизированных станков мод. 1341, 1В340Ф30 и т.п. с МФЗМ общее время цикла $T_{цз} = 2,2$ с

($P_{pз}$) тормоза -обгонного элемента (ОЭ), работающего на принципе обгонной муфты (рис.6.19).

При таком подходе в общем приводе Пр совмещены два привода зажима Pr_1 и подачи Pr_2 , в патроне МФП - два патрона ПП и ЗП, а в управляющем кулачке УК - два кулачка зажима $УК_1$ и подачи $УК_2$. В случае бескулачкового (циклового или числового) управления могут быть совмещены функции УК и Пр. Для настройки различной длины подачи в механизме должно быть предусмотрено звено регулировки ЗР.

Приведенная на рис.6.19,а блочно-функциональная схема обеспечивает работу безупорного многофункционального механизма (МФМ) подачи и зажима прутка в два такта при выполнении вспомогательных движений (T_2 - разжим и подача; T_3 - набор и зажим) и один такт при выполнении рабочих движений -резании (T_1 - зажато и резание), т.е. всего три такта (рис.6.19,б).

Выделение в морфологической модели (табл.6.3) основных альтернатив позволяет получить множество решений для синтеза структур и схем МФМ в виде расширенных кортежей с наложенными ограничениями. Количество вариантов возможных решений составляет значительную величину с учетом изоморфных и неизоморфных, реализуемых и нереализуемых. Системно-морфологический подход позволяет выделить кортежи приемлемых вариантов синтеза структур и схем для одношпиндельных (ОТА), многошпиндельных (МТА) токарных автоматов, токарно-револьверных станков (ТРС), токарных станков с ЧПУ, многоцелевых токарных автоматов с ЧПУ, круглошлифовальных автоматов и др. станков.

Таблица 6.3. Морфологическая таблица структурно-функциональных схем МФМ токарного автомата (модуля) для прутково-трубных заготовок

УПОР (У)		ПОДАЧА (Т)		ЗАЖИМ (З)		ПРИВОД (Пр)		
1. Исполнение	2. Размещение	3. Исполнение	4. Размещение	5. Исполнение	6. Размещение	7. Замыкание и исполнение	8. Размещение	9. Количество
1.1. Упор	2.1 Шпиндель	3.1 Подающий патрон	4.1. Внутри шпинделя	5.1 Зажимной патрон одинарный	6.1. Внутри шпинделя	7.1 Силовое (С) механическое	8.1. На переднем конце шпинделя	9.1. Один общий
1.2 Подающий патрон	2.2. Револьверная головка	3.2. Толкатель	4.2. Сзади шпинделя	5.2. Зажимной патрон	6.2. Снаружи шпинделя	7.2. С гидравлическое	8.2. На заднем конце	9.2. Два общих
1.3. Зажимной патрона	2.3. Суппорт поперечный	3.3. Извлека-тель	4.3. Револьверная головка	5.3. Подающий патрон	6.3. Внутри и снаружи шпинделя	7.3. С гидравлическая	8.3. Вне шпинделя	9.3. Один индивидуальный
1.4. Обгонная муфта	2.4. Суппорт	3.4. Ролики	4.4. Суппорт	5.4. Упор	6.4. Манипулятор	7.5. С электрическое	8.4. Комбинации	9.4. Два индивидуальных
1.5. Фиксирующее устройство	2.5. Шпиндельная бабка	3.5. Зажимной патрон	4.5. Суппорт продольный	5.5. Схват	6.5. Нет	7.5. С магнитное	8.5. Нет	9.5. Три индивидуальных
1.6. Нет	2.6. Станина	3.6. Резец	4.6. Манипулятор	5.6. Нет	6.6. Револьверная головка	7.6. Геометрическое механическое		9.6. Комбинация
1.7. Толкатель	2.7. Нет	3.7. Схват	4.7. Нет	5.7. Люнет	6.7. Комбинация	7.7. Функционное		9.7. Нет
1.8. Извлека-тель	2.8. Комбинации	3.8. Упор	4.8. Комбинация	5.8. Комбинированное		7.8. Комбинированное		
1.9. Резец		3.9. Нет	4.9. Вне шпинделя			7.9. Нет		
1.1. Скомбинированное		3.10. Подающий и зажимной патроны	4.10. Внутри и снаружи шпинделя					
		3.11. Шпиндельная бабка						
		3.12. Комбинация						

Представим морфологическую таблицу в численном виде в виде морфологической матрицы:

	У		И		З		Пр					
	1.1	2.1		3.1	4.1		5.1	6.1		7.1	8.1	9.1
	1.2	2.2		3.2	4.2		5.2	6.2		7.2	8.2	9.2
	1.3	2.3		3.3	4.3		5.3	6.3		7.3	8.3	9.3
	1.4	2.4		3.4	4.4		5.4	6.4		7.4	8.4	9.4
	1.5	2.5		3.5	4.5		5.5	6.5		7.5	8.5	9.5
$M_{МФМ} \rightarrow$	1.6	2.6	+	3.6	4.6	+	5.6	6.6	+	7.6	8.6	
	1.7	2.7		3.7	4.7		5.7	6.7		7.7	8.7	
	1.8	2.8		3.8	4.8		5.8			7.8		
	1.9			3.9	4.9					7.9		
	1.10			3.10	4.10							
				3.11								
				3.12								

(6.1)

Примем условные обозначения: элемент матрицы - альтернативу 1.1 обозначим через X_{11} , альтернативу 1.2 через X_{12} и т.д. Тогда матрицу (6.1) можно представить в виде морфологического множества:

$(X_{11}, X_{12}, X_{13}, X_{14}, X_{15}, X_{16}, X_{17}, X_{18}, X_{19}, X_{110}); (X_{21}, X_{22}, X_{23}, X_{24}, X_{25}, X_{26}, X_{27}, X_{28}); (X_{31}, X_{32}, X_{33}, X_{34}, X_{35}, X_{36}, X_{37}, X_{38}, X_{39}, X_{310}, X_{311}, X_{312}); (X_{41}, X_{42}, X_{43}, X_{44}, X_{45}, X_{46}, X_{47}, X_{48}, X_{49}, X_{410}); (X_{51}, X_{52}, X_{53}, X_{54}, X_{55}, X_{56}, X_{57}, X_{58}); (X_{61}, X_{62}, X_{63}, X_{64}, X_{65}, X_{66}, X_{67}); (X_{71}, X_{72}, X_{73}, X_{74}, X_{75}, X_{76}, X_{77}, X_{78}, X_{79}); (X_{81}, X_{82}, X_{83}, X_{84}, X_{85}); (X_{91}, X_{92}, X_{93}, X_{94}, X_{95}, X_{96}, X_{97}).$

Общее число вариантов $N_0 = 10 * 8 * 12 * 10 * 8 * 7 * 9 * 5 * 7 = 16934400$.

Применительно к одношпиндельным (ОТА) и многошпиндельным (МТА) токарным автоматам с распределительными валами в условиях модернизации морфологическое множество будет: $(X_{11}, X_{12}, X_{14}, X_{18}, X_{19}); (X_{21}, X_{22}, X_{23}, X_{24}); (X_{31}, X_{33}, X_{35}, X_{36}, X_{38}); (X_{41}, X_{43}, X_{44}, X_{45}, X_{410}); (X_{51}, X_{52}, X_{53}); (X_{61}, X_{63}); (X_{76}, X_{77}); (X_{82}, X_{83}, X_{84}); (X_{91}, X_{92}).$

В этом случае число вариантов будет $N_1 = 5 * 4 * 5 * 5 * 3 * 2 * 2 * 3 * 2 = 36000$

Применительно к токарным и токарно-револьверным (ТРС) станкам с гидравлическим приводом морфологическое множество будет:

$(X_{11}, X_{12}, X_{14}, X_{15}, X_{18}, X_{19}); (X_{21}, X_{22}, X_{23}); (X_{31}, X_{33}, X_{35}, X_{36}, X_{38});$

$(X_{41}, X_{43}, X_{44}, X_{410}); (X_{51}, X_{52}, X_{53}); (X_{61}, X_{63}); (X_{72}, X_{78}); (X_{82}, X_{83}); (X_{91}, X_{94}),$

а число вариантов составит $N_2 = 6 * 3 * 5 * 4 * 3 * 2 * 2 * 2 = 17280$.

При наложении дополнительных ограничений число вариантов N_1 и N_2 уменьшается, однако будет достаточным, чтобы на морфологическом

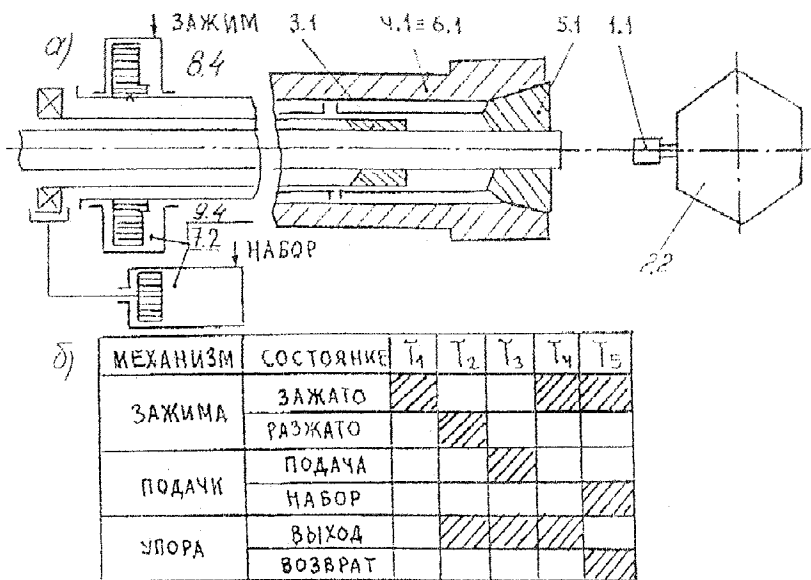


Рис. 6.20. Существующие механизмы подачи (ПМ), упора (МУП) и зажима (ЗМ) прутка токарно-револьверного станка (а) и тактограмма их работы (б)

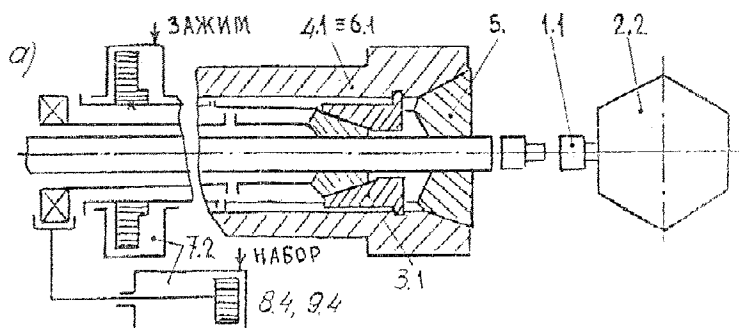
Сочетание С2 (рис.6.21,а) является совершенствованием (а.с. СССР №671928) сочетания С1, где зажим осуществляется зажимной (альтернатива 5.1) и подающей (альтернатива 5.3) цапгами, что представлено альтернативой 5.8.

В этом случае подающая цапга выполняет 2 функции (подачи и дополнительного зажима), что обеспечивает с минимальными затратами повышение силы зажима и жесткости системы патрон-деталь (пруток).

Поскольку в системе механизмов имеется многофункциональный подающий патрон (МФПП), то эту систему можно отнести к многофункциональному подающему механизму (МФПМ), реализующему второе направление в создании МФМ.

Таким образом сочетание С2 можно рассматривать как первый объект исследования МФМ токарно-револьверного станка с гидроприводом, где функции дополнительного зажима выполняет подающий цапговый патрон.

В этом механизме внутри установлены две втулки, одна из которых выполнена с коническим отверстием и снабжена упорными выступами, проходящими через прорезь зажимной цапги, а вторая снабжена фланцем, расположенным между торцом шпинделя и корпусом патрона, и продольными



б)

МЕХАНИЗМ	СОСТОЯНИЕ	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅
ЗАЖИМА	ЗАЖАТО					
	РАЗЖАТО					
ПОДАЧИ	ПОДАЧА					
	НАБОР					
УПОРА	ВЫХОД					
	ВОЗВРАТ					

Рис. 6.21. Существующие ПМ, МУП и ЗМ токарно-револьверного станка, где многофункциональный подающий патрон (МФП) выполняет функции дополнительного зажима (а), и тактограмма их работы (б)

шлицами под упорные выступы первой втулки. Наружная поверхность подающей цанги выполнена в виде конуса и предназначена для взаимодействия с конической поверхностью втулки.

МФПМ работает в следующей последовательности. При перемещении трубы зажима вправо происходит разжим цанги. После разжима пруток подается подающей цангой при движении трубы подачи вправо. В конце подачи конус подающей цанги входит в конус неподвижной конусной втулки и обеспечивает предварительный поджим прутка с натягом в сторону упора. Сила предварительного поджима прутка определяется или давлением масла в цепи подачи при гидравлическом исполнении, или натяжением упругого звена механизма подачи (при механическом исполнении). Когда пруток поджат губками подающей цанги, происходит окончательный зажим его при движении зажимной цанги влево. Сила окончательного зажима определяется давлением масла в гидроцилиндре зажима (при гидравлическом исполнении) или натяжением всей упругой системой механизма (при механическом исполнении).

Таким образом за счет дополнительного поджима прутка подающей цангой повышаются сила и жесткость зажима. Осевая точность зажима достигается за счет того, что втулка и подающая цанга остаются неподвижными в осевом направлении после подачи и поджима прутка. В таком МФПМ можно исключить упор (альтернативы 1.6 и 2.7).

Сочетание С3 (рис.6.22) представляет МФЗМ с гидроприводом (а.с. N1075524), ранее подробно описанный (см. рис.6.3). Работает МФЗМ по циклу: разжим-подача, набор-зажим, резание, т.е. в два такта на холостом ходу.

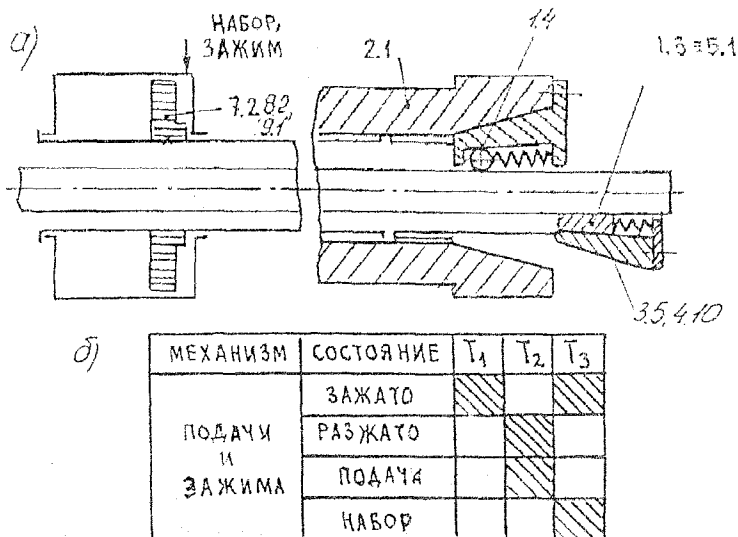
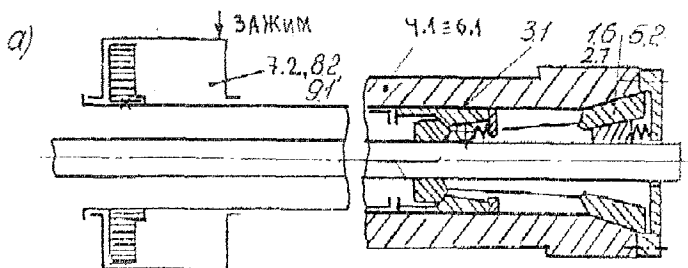


Рис.6.22. Многофункциональный подающий механизм токарно-револьверного станка, где зажимной патрон выполняет функции подающего (а), и тактограмма его работы (б).

Сочетание С4 (рис.6.23, а) представляет многофункциональный подающий механизм (МФПМ), где многофункциональный подающий патрон (МФПП) выполняет функции дополнительного зажима. МФПМ по а.с. N1242323 состоит из шпинделя, зажимной цанги с двумя развернутыми в разные стороны наружными коническими поверхностями, одна из которых взаимодействует со шпинделем, а другая с подвижной втулкой, снабженной внутренней конической поверхностью под подпружиненные шарики. Зажимная цанга имеет продольные прорезы не меньше максимальной длины подачи прутка. Такой МФПМ не требует упора. Цикл работы следующий (рис.6.23,б):

расклинивание передних кулачков зажимной цанги, подача прутка заклиненными шариками, набор прутка при заклинивании кулачков, зажим основной и дополнительный, резание.



б)

МЕХАНИЗМ	СОСТОЯНИЕ	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅
ЗАЖИМА	ЗАЖАТО					
	РАЗЖАТО					
ШАРИКИ	ЗАКЛИНЕНЫ					
	РАСКЛИН.					
КУЛАЧКИ	ЗАКЛИНЕНЫ					
	РАСКЛИН.					
ПОДАЧИ	ПОДАЧА					
	НАБОР					

Рис. 6.23. Многофункциональный подающий механизм, где многофункциональный подающий патрон выполняет функции дополнительного зажима (а), и тактограмма его работы (б)

Сочетание С5 (рис. 6.24, а) представляет многофункциональный подающий механизм (МФПМ) по а.с. N1398993, где многофункциональный подающий патрон (МФПП) выполняет функции подачи и зажима. Последовательность работы (рис. 2.18, б): разжим-набор, подача-зажим, резание, т.е. работа на холостом ходу осуществляется в 2 такта.

Сочетание С6 (рис. 6.25, а) представляет многофункциональный подающий механизм (МФПМ), где функции подачи и упора прутка выполняет отрезной (поперечный) суппорт, имеющий продольный ход после отрезки детали и увлекающий пруток планкой – тангенциальным резцом, выполнившим неглубокую канавку на выступающей части прутка [20].

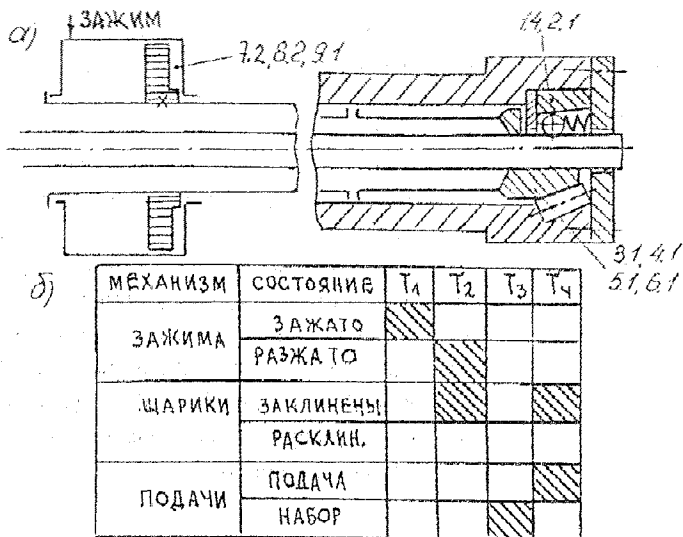


Рис. 6.24. Многофункциональный подающий механизм, где многофункциональный подающий патрон выполняет функции подачи и зажима (а), и тактограмма его работы (б)

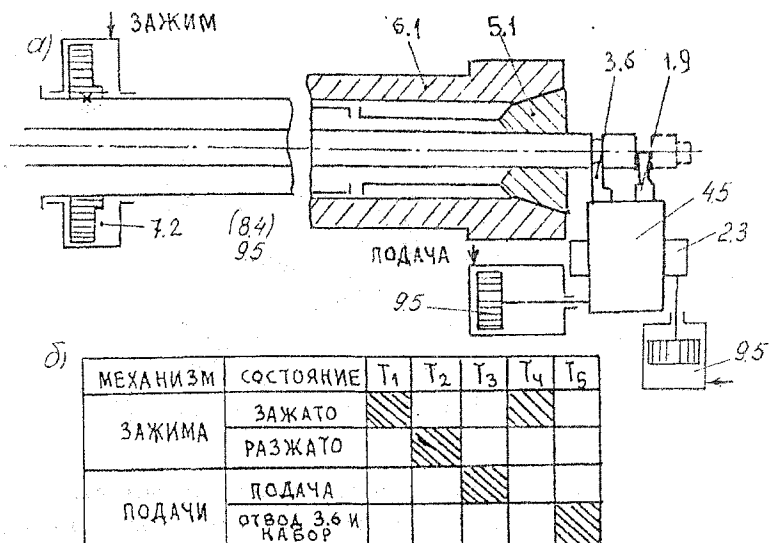
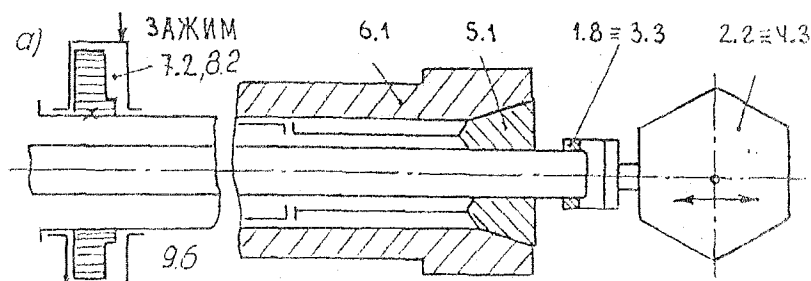


Рис. 6.25. Многофункциональный подающий механизм, где функции подачи и упора прутка выполняет отрезной (поперечный) суппорт (а), и тактограмма его работы (б)

В одной из конструктивных реализаций по а.с. N884867 по сочетанию С6 одна из частей планки выполнена в виде тангенциального реза, предназначенного для проточки технологической канавки и выдвинута в сторону прутка по отношению к другой части планки на величину, равную половине диаметра подаваемого прутка. МФПМ работает следующим образом. На первом этапе тангенциальным резцом выполняется (протачивается) канавка в прутке. На втором этапе - вводится планка в канавку прутка. На третьем этапе пруток вытягивается на заданную величину из разжатого патрона, а затем планка выводится и суппорт возвращается в исходное положение.

Сочетания С7 (рис.6.26,а) и С8 (рис.6.27,а) представляют оригинальные решения многофункциональных подающих механизмов (МФПМ), где многофункциональный подающий патрон (МФПП), установленный в револьверной головке, выполняет функции упора, подачи и во втором случае дополнительного зажима (второй опоры, люнета).



б)

МЕХАНИЗМ	СОСТОЯНИЕ	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆
ЗАЖИМА	ЗАЖАТО						
	РАЗЖАТО						
ПОДАЧИ	ПОДВОД 1.8						
	ПОДАЧА 2.2						
	ОТВОД 1.8						

Рис.6.26. Многофункциональный подающий механизм, где многофункциональный подающий патрон в револьверной головке выполняет функции дополнительные функции упора (а), и тактограмма его работы (б)

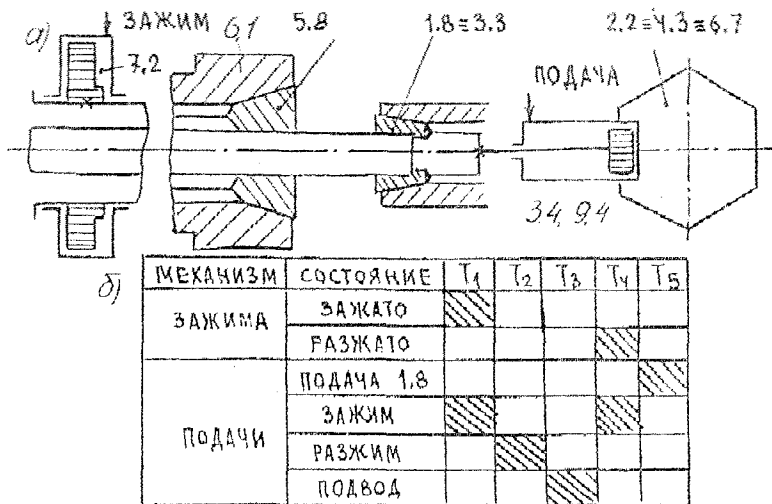


Рис. 6.27. Многофункциональный подающий механизм, где многофункциональный подающий патрон выполняет функции упора и дополнительного зажима (а), и тактограмма его работы (б)

Сочетание С9 (рис.6.28, а) представляет видоизмененный МФЗМ с комбинированным приводом (см. рис. 6.25) по а.с. N1129030. Цикл работы (рис.6.28, б) аналогичен циклу МФЗМ (рис.6.22).

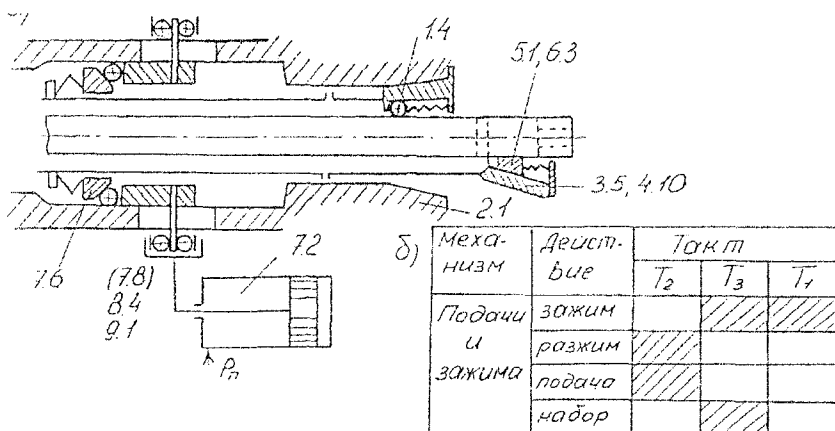
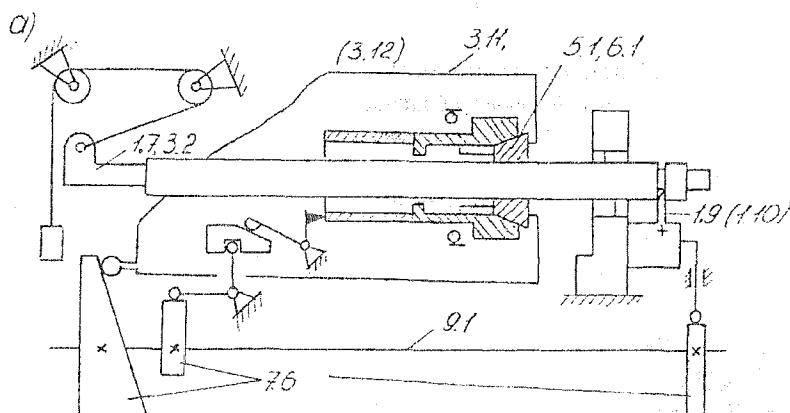


Рис. 6.28. Многофункциональный зажимной механизм с комбинированным приводом (а) и тактограмма его работы (б)

Сочетание С10 (рис.6.29, а) представляет известную схему работы механизмов подачи и зажима прутка, применяемых в автоматах продольного точения [], предназначенных для обработки деталей с высокой точностью и с большим соотношением длины к диаметру и различной конфигурацией из калиброванных прутков. Особенность работы такого автомата и механизмов состоит в том, что при обработке прутка, закрепленного вдоль оси продольным движением шпиндельной бабки и поперечным движением суппортов можно получить фасонную или коническую поверхности. Устранение прогиба и вибрации прутка обеспечивается лонетной цангой, расположенной в неподвижной стойке непосредственно у резцов. Пруток после отрезки изделия набирается на требуемую величину при неподвижном резце, служащим упором, к которому с помощью груза через толкатель с флажком прижимается пруток после разжима цанги.



б)

Меха- низм	Действие	Такт				
		T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅
зажима	зажим	///			///	
	разжим		///			
подача	подача					///
	отвод			///		

Рис. 6.29. Механизм подачи, зажима и упора прутка одношпиндельного токарного автомата продольного точения, где шпиндельная бабка выполняет функции подачи, а отрезной (поперечный) суппорт функции упора (а), и тактограмма его работы

6.5. Теоретические исследования многофункциональных и подающих механизмов

6.5.1. Объекты исследований

Основными ранее не изученными объектами исследований являются [7, 18]:

1. Многофункциональный зажимной механизм (МФЗМ), представленный сочетанием СЗ из морфологической модели (табл.6.3), принципиальная схема которого и тактограмма работы приведены на рис.6.22:

$$СЗ \rightarrow \{(1.4-2.1)+(3.5-4.10)+(5.1-6.3)\}+(7.2-8.2-9.1)$$

2. Многофункциональный подающий механизм (МФПМ), представленный сочетанием С2 (рис.6.21):

$$С2 \rightarrow \{(1.1-2.2)+(3.1-4.1)+(5.8-6.1)\}+(7.2-8.4-9.4)$$

|
5.1+5.3

Для МФЗМ по сочетанию СЗ (рис.6.30) представлена конструктивная схема патрона подачи и зажима прутка с тормозным устройством. Патрон состоит из корпуса (шпинделя) 1, цапги 2 с клиньями 3, подпружиненными в направлении, противоположном направлению подачи. Используемые для этого пружины сжатия 4 установлены между клиньями 3 и прикрепленным к патрону 2 диском 5. В продольных прорезях патрона 2 расположены наклонные выступы фланца 6, неподвижно соединенного с корпусом 1. На внутренней поверхности этих выступов выполнены наклонные (с углом самоторможения) поверхности, взаимодействующие с заклинивающимися элементами, препятствующими осевому смещению прутка в направлении, противоположном подаче. Конструкция таких заклинивающих элементов может быть различная, в простейшем случае они могут быть выполнены в виде шариков 7, постоянно поджимаемых пружинами 8 к внутренней поверхности фланца 6. Для предупреждения выпадения шариков 7 установлены в сепараторе 9. Цапга 2 трубой 10 соединена с приводом его осевого перемещения (на рис.2.25 не показан), обеспечивающим осевой ход патрона на величину подачи прутка. Длина продольных прорезей патрона 2 обеспечивает свободное расположение в них выступов фланца 6 при возвратно-поступательном перемещении патрона 2. Клинья 3 патрона 2 предохранены от выпадания разрезными кольцами 11. Винты 12 крепят фланец 6 к корпусу 1, винты 13 - диск 5 к патрону 2. Шпонка 14 предупреждает поворот патрона 2 относительно корпуса 1 в процессе обработки детали из прутка. Предусмотрено

использование откидного защитного кожуха, предохраняющего патрон 2 от попадания охлаждающей жидкости и стружки в период подачи прутка. Соединение патрона 2 с трубой зажима 10 исключает образование значительного радиального бисния патрона при подаче и наборе прутка.

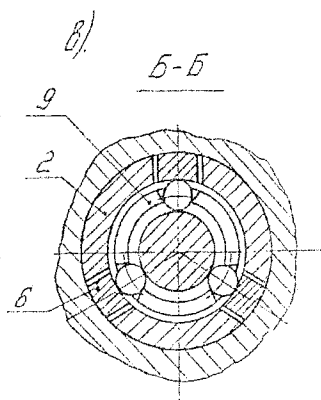
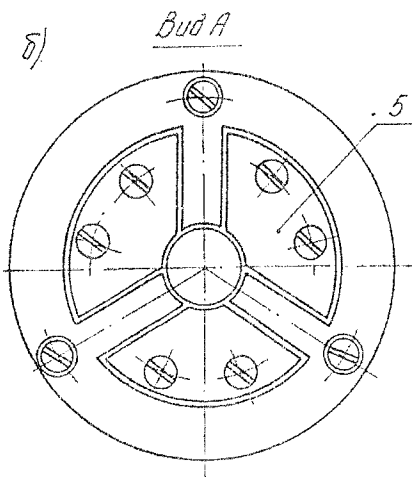
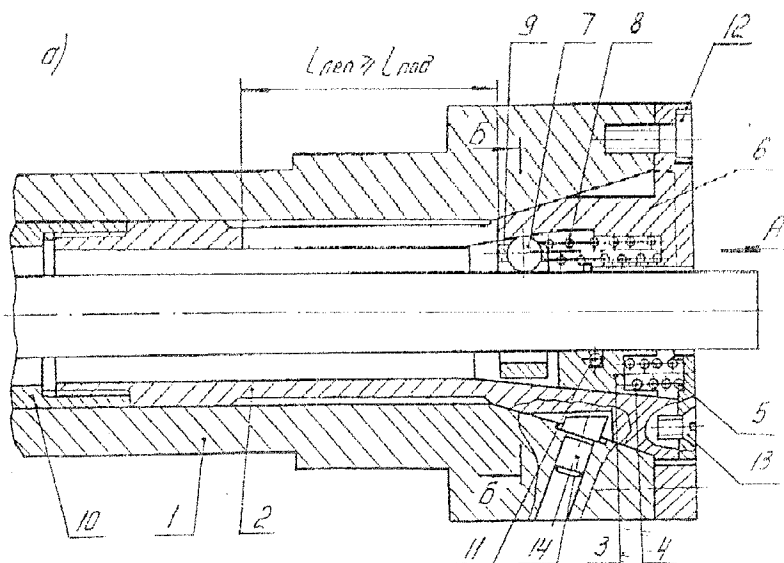


Рис. 6.30. Многофункциональный зажимной патрон с шариковым тормозным устройством обгонного типа

Работа устройства происходит следующим образом. В процессе обработки детали пруток зажимают патроном 2, для чего патрон 2 приводом через трубу зажима 10 втягивается в коническое отверстие корпуса. Шарик 7 также способствует надежному закреплению прутка, создавая дополнительное усилие зажима. Усилие зажима определяется в основном величиной осевого усилия привода. По окончании обработки и отрезки детали пруток разжимают и подают в зону обработки на требуемую величину, определяемую обычно расположением откидного упора для прутка. Для этого приводом сообщают патрону 2 осевое движение в направлении подачи. При этом в начальный момент происходит разжим прутка, так как подпружиненные клинья 3 заклиниваются в пространстве между коническим отверстием патрона 2 и поверхностью прутка. После выдвигания прутка на требуемую величину направление движения патрона 2 под действием привода изменяется на противоположное. С этого момента и до момента зажима идет набор прутка. Одновременно с этим шарик 7 заклинивается в пространстве между внутренней наклонной поверхностью выступов фланца 6 и прутком и удерживает пруток от смещения в направлении, противоположном направлению подачи. При движении патрона 2 влево клинья 3 скользят по поверхности прутка, не вызывая смещения последнего в осевом направлении, так как развиваемые ими усилия с прутком меньше, чем осевое усилие, в котором заклинившиеся шарик 7 удерживают пруток. После соприкосновения наружной конической части патрона 2 с коническим отверстием корпуса 1 начинается зажим. Под действием привода начинается зажим. Под действием привода патрон взаимодействует с корпусом по конической поверхности. Возникающие при этом радиальные силы зажима передаются прутку клиньями 3. В течение всего времени обработки детали устройство остается в состоянии "зажато". Затем процесс повторяется.

Для МФПМ по сочетанию С2 разработана конструкция патрона подачи, выполняющего функции дополнительного зажима (рис.6.31) [19].

Механизм состоит из расположенных внутри шпинделя 1 зажимной цанги 2 и подающей цанги 3. С помощью трубы 4 зажимная цанга 2 сведена с приводом зажима, а с помощью трубы 5 - с приводом подачи. Внутри шпинделя 1 в расточке с бортом расположена втулка 6, снабженная упорными выступами 7, проходящими через прорези 8 зажимной цанги. Во втулке 6 выполнено коническое отверстие. Втулка 6 выступами 7 плотно поджимается к бурту шпинделя 1 с помощью корпуса патрона 9 через упорную втулку 10. Втулка 10 имеет продольные пазы 11 для прохождения через них выступов 7 втулки 6.

Механизм работает в следующей последовательности. При перемещении трубы 4 вправо происходит разжим цанги 2 со сменными вкладышами 12 для

соответствующего диаметра прутка.

После разжима пруток подается цангой 3 при движении трубы подачи 5 вправо. В конце подачи конус подающей цанги 3 входит в конус неподвижной втулки 6 и обеспечивается предварительный поджим прутка с натягом в сторону упора. Сила предварительного поджима прутка определяется или давлением насоса в цепи подачи (при гидравлическом исполнении), или натяжением упорного звена механизма подачи (при механическом исполнении).

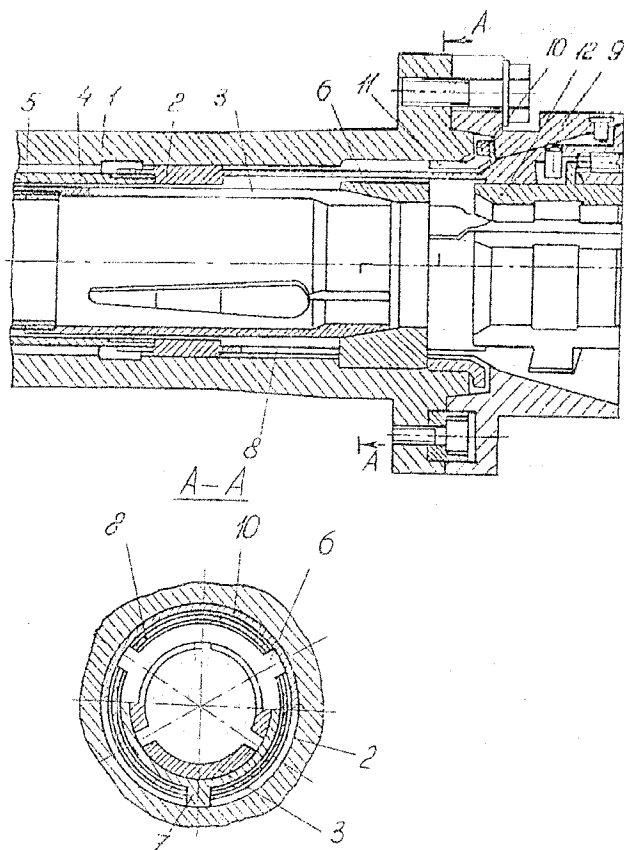


Рис. 6.31. Общий вид разработанного МФПП (см.рис.6.22) применительно к токарно-револьверным станкам мод. 1341, 1К341, 1Г340П, 1В340Ф30 и т.п.

Когда пруток поджат губками подающей цанги 3, происходит

окончательный зажим при движении цапги 2 влево. Сила окончательного зажима определяется давлением масла в гидроцилиндре зажима (при гидравлическом исполнении) или натяжением всей упругой системы механизма зажима (при механическом исполнении).

Таким образом сила зажима повышается за счет дополнительного поджима прутка подающей цапгой 3, жесткость зажима - за счет увеличения базы закрепления, а осевая точность за счет того, что втулка 6 и подающая цапга 3 остаются неподвижными в осевом направлении после подачи прутка.

6.5.2. Принципиальные и расчетные схемы, принятые допущения при исследовании характеристик МФМ

Теоретические исследования МФПМ и МФЗМ предусматривают построение принципиальных и расчетных схем, позволяющих определять статические и динамические характеристики с учетом влияния различных факторов.

Изучение явлений, связанных с манипулированием прутка в МФМ, требует использования трех фундаментальных законов [12]:

- 1 - сохранение импульса (сумма сил равна нулю);
- 2 - сохранения материи (сумма изменения: вещества равна нулю) для приводов с жидкой или газообразной рабочей средой (гидропневмопривода);
- 3 - сохранения энергии (сумма энергетических потоков равна нулю).

Для определения геометрии взаимного положения тел в упругой системе МФМ, сохраняющего потенциальную энергию зажатой системы и преобразующего кинетическую энергию в потенциальную при выполнении движений разжим-подача-зажим-набор с учетом рассеяния энергии, необходимо знать перемещения и их производные (скорость и ускорение), силу внутреннего взаимодействия-напряжения, силу поверхностного взаимодействия-давления, силы объемного (магнитного, электростатического и т.д.) притяжения и т.д.

Так как величины деформаций, напряжений, контактных сближений и т.д. зависят от различных производных переменных параметров, то функциональные связи между параметрами довольно сложные и нелинейные. Однако для практических целей с некоторыми допущениями зависимости можно считать линейными, например: для продольного растяжения-сжатия упругих тел закон Гука устанавливает линейную связь между напряжением и относительным удлинением; для одномерного течения жидкостей и газов закон Стокса устанавливает линейную зависимость между напряжением и скоростью деформации; для распространения тепла в твердых телах по закону Фурье

предполагается пропорциональная зависимость между потоками тепла и градиентом температуры.

В системе МФМ в процессе манипулирования с прутком и при резании осуществляется перераспределение энергии, потребляемой от источника или отбираемой от других механизмов: кинетической, идущей на движение тел с определенными массами и моментами инерции; потенциальной, сохраняемой в упругих перемещениях тел с жесткостями: линейными, поверхностными, контактными; а также работы, расходуемой на преодоление внешнего и внутреннего трения и преобразованной в тепло.

При изучении процессов и явлений, протекающих в МФМ, необходимо знать: условие взаимодействия зажимных и тормозных элементов с прутком (контактные сближения, силы трения и сцепления); условие передачи энергии и возникновения сил в звеньях; схемы преобразования упругих отжатий и погрешностей установки в системе патрон-деталь (П-Д); влияние различных факторов на основные характеристики подачи, зажима, набора и торможения; взаимодействие процессов зажима с процессами резания.

В многофункциональном подающем механизме (МФПМ), где многофункциональный подающий патрон (МФПП) выполняет функции дополнительного зажима за счет увеличения силы и базы зажима достигается повышение жесткости упругой системы патрон-деталь (П-Д).

Для сравнения рассмотрим несколько схем (рис.6.32) консольного зажима с допущением равенства диаметров отверстия цанги и прутка. В зажимном механизме (ЗМ) с зажимным цанговым патроном нажимного действия и одинарного зажима (рис.6.32,а) радиальная сила зажима:

$$T = S \cdot K_n = S \cdot ctg(\alpha + \varphi) \quad (6.2)$$

где $K_n = ctg(\alpha + \varphi)$ - коэффициент усиления патрона.

По этой же формуле (6.2) определяется радиальная сила зажима в патроне с затяжной цангой (рис.6.32,б).

Однако при равных силовых характеристиках жесткость системы П-Д будет разная, т.к. при равных расстояниях l' от точки K_I до силы резания P_f вылеты обработки от центра O_I упруго-фрикционного шарнира (УФСШ) [] до силы P_p будут разные. Во втором случае вылет $l < l'$, следовательно, отжатие прутка $y = \frac{P_p l}{\beta EJ}$ (β - коэффициент заделки, E - модуль упругости, J - момент инерции сечения прутка).

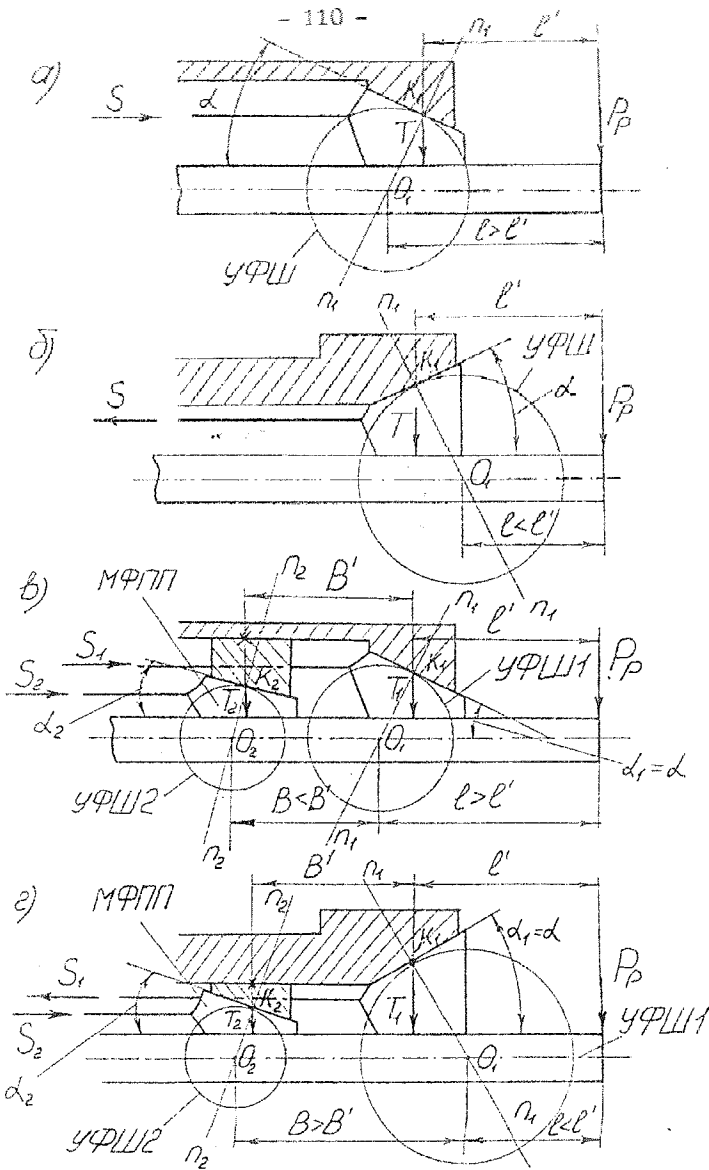


Рис. 6.32. Способы консольного зажима прутка с изображением упруго-фрикционных шарниров (УФШ) в цанговых патронах нажимного (а, в) и затяжного (б, г) действия с одинарным (а, б) и двойным (в, г) зажимом (второй в виде многофункционального подающего патрона МФПП)

Если для первой схемы ввести МФПП (рис.6.32,в), то появляется два упруго-фрикционных шарнира УФ1 (передний) и УФ2 (задний), образующие увеличенную базу зажима $B < B'$. В результате повысится жесткость системы П-Д по сравнению с первой схемой (рис.6.32, а). Еще больший эффект повышения жесткости системы П-Д будет, если во вторую схему (рис.6.32,б) ввести МФПП (рис.6.32, г). При этом база двойного зажима $B > B'$, а вылет $l < l'$. Таким образом на рис.6.32 способы консольного закрепления показаны в направлении повышения жесткости системы П-Д. Последняя схема принята как основная при исследовании МФПМ.

Применение МФПП позволяет кроме того улучшить силовые характеристики МФПМ, так как за счет дополнительного зажима с силой T_2 увеличивается общая сила зажима:

$$T = T_1 + T_2 = S_1 K_{n1} + S_2 K_{n2} = S_1 \text{ctg}(\alpha_1 + \varphi) + S_2 \text{ctg}(\alpha_2 + \varphi), \quad (6.3)$$

где α_1 - половина угла конуса основной зажимной цанги; α_2 - половина угла наружного конуса подающей цанги - МФПП; S_1 и S_2 - осевая сила, создаваемая соответственно приводами зажима и подачи.

Если не требуется увеличение радиальной силы зажима T по сравнению с одинарным зажимом (рис.6.32,б), то при гидравлическом исполнении приводов зажима и подачи можно уменьшить рабочие давления жидкости в гидросистеме, сведя их к одинаковым как для подачи, так и для зажима. В результате упрощается гидропанель станка (исключается лишний напорный золотник) и снижается расход электроэнергии, что будет рассмотрено далее.

В многофункциональном зажимном механизме (МФЗМ), в котором цанговый зажимной патрон выполняет дополнительную функцию подачи и при безупорной подаче в сочетании с тормозным устройством обгонного типа образует многофункциональный зажимной патрон (МФЗП) основной эффект надежной работы создается за счет принципа самонастройки [7], т.е. МФЗП выполнен в виде самонастраивающегося цангового патрона (СЦП) и тормозного устройства. В данном МФЗМ между силами самонастройки и торможения имеются определенные зависимости, соблюдение которых обеспечивает работу патрона и механизма в целом, как многофункционального.

Жесткость C_{II} упругого элемента - пружины МФЗП и минимальной силы ее настройки-натяга P_{\min} можно определить по схеме (рис.6.33).

Условие самонастройки клина МФЗП при наборе прутка с отклонениями $\Delta d = d_{\max} - d_{\min}$, заторможенного шариковым устройством обгонного типа:

$$\mu T \leq K \frac{P_T}{Z} \quad (6.4)$$

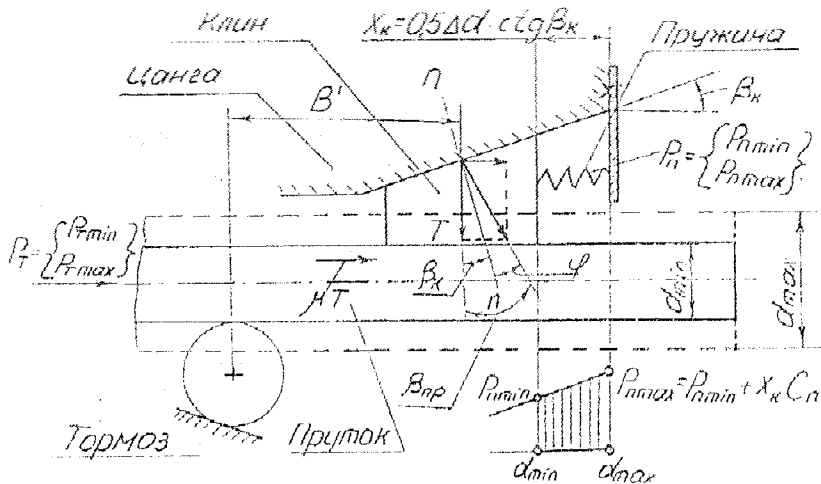


Рис. 6.33. Схема для определения жесткости и минимальной силы настройки пружины многофункционального- зажимного патрона (МФЗП)

где μ - коэффициент сцепления (трения) между клином и прутком; K - коэффициент запаса; Z - количество самонастраивающихся подпружиненных клиньев; P_T - сила торможения; T - радиальная сила, действующая со стороны клина на пруток от силы пружины P_n и равная:

$$T = \mu \frac{P_n}{\mu + \text{tg}(\beta_k + \varphi)}. \quad (6.5)$$

В этой формуле $\beta_k + \varphi = \beta_{np}$, тогда

$$T = \mu \frac{P_n}{\mu + \text{tg}\beta_{np}}. \quad (6.6)$$

Составляем систему неравенств в виде условий самонастройки при диаметрах прутка d_{\min} и d_{\max} , $P_{n\max} = P_{n\min} + C_n \cdot X_k$ ($X_k = 0.5\Delta d \cdot \text{ctg}\beta_k$ - ход самонастройки клина при изменении диаметра прутка):

$$\begin{cases} d_{\min} - \mu \frac{P_{n\min}}{\mu + \text{tg}\beta_{np}} \leq \frac{P_T \min}{Z} \\ d_{\max} - \mu \frac{P_{n\min} + C_n X_k}{\mu + \text{tg}\beta_{np}} \leq \frac{P_T \max}{Z} \end{cases} \quad (6.7)$$

Решая систему неравенств, определяем $P_{n\min}$ и C_n :

$$P_{n\min} = \frac{K(\mu + \text{tg}\beta_{np})}{Z_\mu} P_T \min \quad (6.8)$$

$$C_n \leq 2 \frac{K(\mu + \text{tg}\beta_{np})}{Z_\mu} \frac{P_T \max - P_T \min}{\Delta d \cdot \text{ctg}\beta_k} \quad (6.9)$$

Если принять коэффициент запаса $K=1$, $\varphi=6^\circ$, $Z=3^\circ$, $P_{\min} = P_n$, $P_{\max} = P_n$, и взять соотношение $\alpha_p = \frac{P_n}{P_T}$ от коэффициента сцепления μ при равных углах клина β_k , то получим тенденцию изменения α_p - из неравенства (6.8) (рис.6.34). Из рис.6.34 видно, что с увеличением коэффициента сцепления μ при гарантированном наборе прутка с помощью МФЗП с самонастройкой силу натяга пружины P_{\min} можно уменьшить при постоянной силе торможения P_T , причем значения P_{\min} тем меньше, чем меньше угол трения φ клина с цангой.

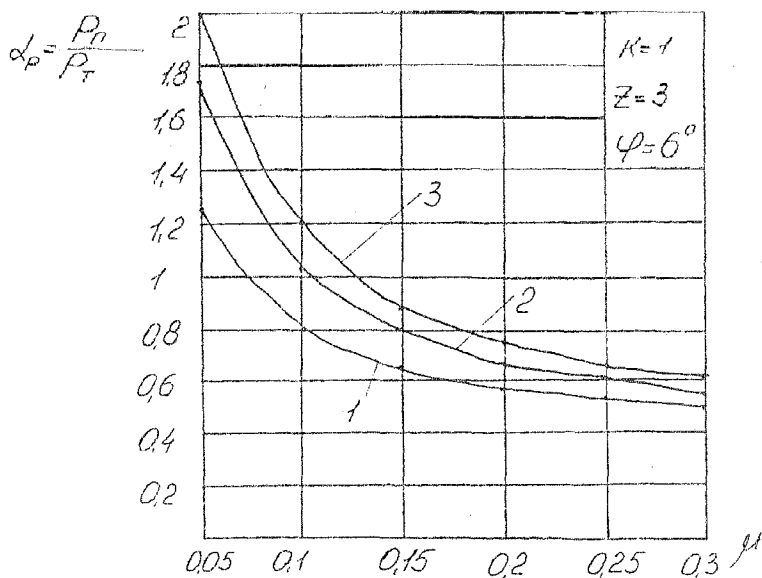


Рис.6.34. Графики зависимости отношения натяга пружины самонастройки к силе торможения от коэффициента сцепления клина с прутком при разных углах клина: 1 - 2°; 2 - 4°; 3 - 6°

6.5.3. Условия надежной работы МФПМ и МФЗМ

Надежность работы МФПМ (рис.6.22 и 6.31) определяется надежностью работы существующих (традиционных) механизмов подачи (ПМ), упора (МУП) и зажима (ЗМ) прутка (рис.6.10-6.12, 6.15-6.17) и качеством изготовления подающей цанги с наружным конусом, рассматриваемой как МФПП. Чтобы повысить надежность работы такого МФПМ необходимо

увеличить долговечность (в основном по износу) падающей цанги - МФПП, чему посвящены работы Ю.Н.Кузнецова, Ю.П.Дьяченко, Б.Д. Модлина.

Полностью отсутствует информация о надежной работе МФЗМ, в которых зажимной патрон выполняет функции подающего. Для анализа надежной работы такого МФЗМ, в котором МФЗП имеет элементы самонастройки и заклинивания (в виде, например, шарикового тормозного устройства обгонного типа), воспользуемся расчетными схемами (рис 6.35-6.37).

Для определения условий введем следующие исходные данные:

- параметры зажимной цанги 3 (основные и присоединенные размеры);
- основные параметры клина 2 самонастраивающегося цангового патрона (количество $Z_k = Z$, β_k , длина b_k , ширина a_k);
- материал и размеры прутка 5 (максимальная и минимальная длина L_{min} диаметры и их отклонения δd);
 - основные размеры тормозного конуса β_m ;
 - закон движения патрона при подаче и работе прутка;
 - тип привода подачи и зажима, его основные характеристики;
 - максимальная L_{max} и минимальная L_{min} длина подачи прутка;
 - коэффициенты трения клиньев 2 с цангой 3 ($f_k = tg\varphi_k$), шарика 8 с тормозным конусом 6 ($f_T = tg\varphi_T$ и прутком 5 $f_T' = tg\varphi_T'$), прутка и направляющих трубах (f);
 - коэффициенты сцепления μ клиньев 2 с прутком 5.

Надежная работа МФЗМ определяется следующими условиями:

- 1 - самонастройки (полной выборки зазора между клиньями 2 и прутком 5 максимального диаметра d_{max} с отклонением δd (в минус) и максимальной длины L_{max});
- 2 - надежной подачи (без проскальзывания) прутка максимальной длины L_{max} и диаметра d_{max} с отклонением δd в минус;
- 3 - обеспечения необходимой осевой силы сцепления клиньев 2 с прутком 5 при подаче (для обеспечения условий 2);
- 4 - надежного набора прутка минимальной длины L_{min} диаметра d_{max} , что определяется гарантированным удержанием прутка в неподвижном положении тормозным устройством;
- 5 - не разжима лепестков зажимной цанги 3 вне конуса шпинделя при подаче и наборе прутка;
- 6 - обеспечения осевой точности установки (δ_0 в min).

Так как исследуемый механизм без переналадки обеспечивает подачу и зажим прутка одного номинального диаметра, то при дальнейшем анализе принимаем его равным d , считая также отклонение от номинала $\delta d = 0$ (пруток

калиброванный 1-2 класса). Такие допущения упрощают анализ и делают его более наглядным с точки зрения оценки работоспособности механизма.

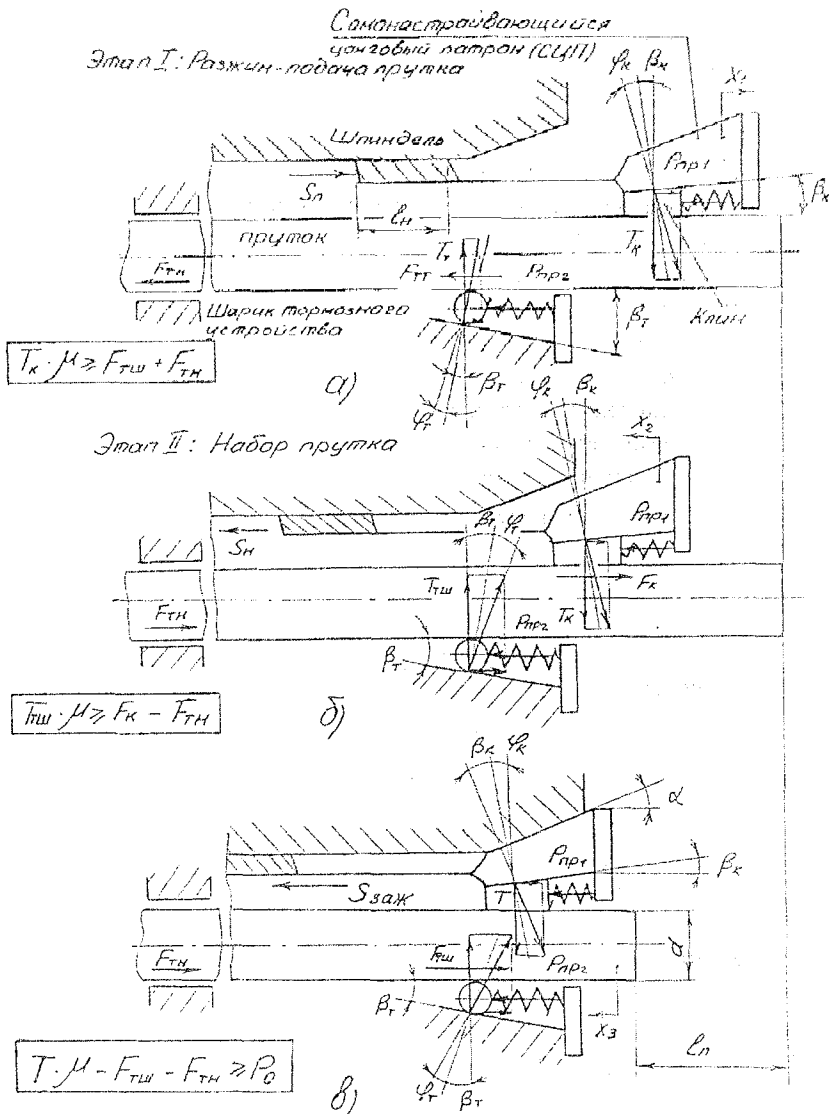


Рис. 6.35. Основные этапы работы многофункционального зажимного механизма

При анализе неизвестными параметрами являются: силы натяжения и жесткости пружин 4 и 7 (P_{np1} и P_{np2} , C_{n1} и C_{n2}); жесткость лепестков C_1 зажимной цапги 3. Эти неизвестные могут быть найдены из решения системы уравнений и неравенств, количественно описывающих условия надежной работы механизма.

1 условие (рис.6.35, в):

$$P_{np1} = G[tg(\beta_k + \varphi_k) + \mu], \quad (6.10)$$

где G - вес прутка максимальной длины и диаметра, действующей на один клиновой кулачок 2.

2 условие (рис. 6.35,в и 6.36):

$$P_n = K_{зан}(F_{mn} + P_u) + F_{торм}, \quad (6.11)$$

где $K_{зан}$ - 1,3-1,5 - коэффициент запаса; F_{mn} - сила трения вращающегося прутка в направляющих трубы от действия веса G и центробежных сил R_{in} , равная $F_{mn} = (G + P_u)f$; P_u - сила инерции прутка, определяемая его массой и ускорением в зависимости от закона движения; $F_{торм}$ - сила торможения прутка одним подпружиненным шариком 8 при подаче и равная:

$$F_{торм} = T_n f_m, \quad (6.12)$$

где T_n - радиальная сила поджима прутка одним шариком.

Сила пружины 7:

$$P_{np2} = F_{торм} + T_n tg(\beta_m + \varphi_m) \quad (6.12)$$

Преобразовав, получим:

$$P_{np2} = T_n f_T + T_n tg(\beta_T + \varphi_T) = T_n tg\varphi_T + T_n tg(\beta_T + \varphi_T) = T_n [tg\varphi_T + tg(\beta_T + \varphi_T)].$$

Отсюда сила торможения одним шариком при подстановке в (6.12):

$$F_{ТОРМ} = \frac{P_{np2} tg\varphi_T}{tg\varphi_T + tg(\beta_T + \varphi_T)} = P_{np2} \frac{1}{1 + \frac{tg(\beta_T + \varphi_T)}{tg\varphi_T}} \quad (6.13)$$

3 условие (рис. 6.35,в):

$$P_n = T_n \min,$$

где T_n - сила поджима прутка одним клиновым кулачком 2 при подаче после снятия натяга в системе зажимного механизма, т.е. после выхода зажимной цапги 3 из конуса шпинделя 1.

Сила пружины 4 при недеформированных лепестках зажимной цапги 3:

$$P_{np1} = P_n + T_n tg(\beta_k + \varphi_k) = T_n \mu = t_m tg(\beta_k + \varphi_k) = T_n [\mu + tg(\beta_k + \varphi_k)]$$

Отсюда:

$$T_n = \frac{P_{np1}}{\mu + tg(\beta_k + \varphi_k)}$$

а сила сцепления при подаче:

$$P_n = \frac{P_{np1}\mu}{\mu + \operatorname{tg}(\beta_k + \varphi_k)} = P_{np1} \frac{1}{1 + \frac{\operatorname{tg}(\beta_k + \varphi_k)}{\mu}}$$

4 условие (рис. 6.34,а):

$$P_n < P_n^*, P_n^* = K_{ж} P_n,$$

где $K_{ж} < 1$ - коэффициент, учитывающий некоторую податливость лепестков цанги 3 при наборе и изменении коэффициентов трения и сцепления при движении в противоположном направлении.

$$F_{ТОРМ}^* = (P_{np2} + P_n^*) \operatorname{tg}(\beta_T + \varphi_T) \operatorname{tg}\varphi_T.$$

Отсюда:

$$P_n < R_{зан} (F_{ТН} + P_{II}^*) + (P_{np2} + P_n^*) \operatorname{tg}(\beta_T + \varphi_T) \operatorname{tg}\varphi_T \quad (6.15)$$

5 условие (рис. 6.35,б):

$$C_{np1} (f_{нк} + X_k) \operatorname{tg}(\beta_k + \varphi_k) < C_{л} V_{ц}, \quad (6.16)$$

где $f_{нк}$ - предварительный натяг пружины 4, создающий силу - ход клина 2 при некоторой податливости лепестков цанги для (лепестка) цанги из-за действия пружины 4 и центробежных сил неуравновешенных губок и лепестков цанги.

Так как $V_{ц} = X_k \beta_k$, а $\frac{f_{нк}}{X_k} = \Pi_k$ (принимая заданным), то после преобразования (6.16) получим:

$$C_{л} > C_{np1} \frac{\operatorname{tg}(\beta_k + \varphi_k) (\Pi_k + 1)}{\operatorname{tg}\beta_k}, \quad (6.17)$$

6 условие (рис. 6.37,в):

$$X_k A_n = \Delta_n, \Delta_n + \Delta_n = [\Delta_0] \quad (6.18)$$

где $[\Delta_0]$ - допустимая погрешность осевой установки прутка при подаче и зажиме, которая с учетом проверки на точность обработки деталей по длине без вторичной подрезки торца не должна превышать, например, для ряда МТА 1Б240 0,3 мм.

6.5.4. Этапы работы МФЗМ

Полный цикл работы МФЗМ можно разделить на три этапа: подача прутка, набор прутка, окончательный зажим.

На этапе 1 зажимная цанга с подпружиненными зажимными клиньями (ЗК) под действием осевой силы S_n привода (рис.3.4,а) выдвигается из шпинделя в рабочую зону на величину l_n подачи прутка. Под действием радиальных сил зажима T_k , создаваемых ЗК, пруток также смещается в зону обработки на величину l_n .

При этом сила зажима T_k должна создавать (с учетом коэффициента μ ,

сцепления ЗК с прутком) осевую силу, большую $P_{пр} + F_{тр} + F_{тш}$ (где $P_{пр}$ - минимальная осевая сила сцепления с прутком, предусмотренная ГОСТ 2876-80, $F_{тр}$ - переменная сила трения прутка в направляющих, наибольшая величина этой силы определяется массой прутка до начала его обработки, $F_{тш}$ - сила противодействия опорных элементов, удерживающих прутки от обратного смещения). При подаче стопорные элементы совершают возвратно-поступательные движения. Величина силы $F_{тш}$ препятствующей подаче, определяется осевой жесткостью пружины 2 и углом конуса α_T конической поверхности фланца, укрепленного на шпинделе.

Управление равновесия сил на этапе 1 при подаче прутка имеет следующий вид:

$$T\mu \geq F_{тш} + F_{тш} \quad (6.19)$$

На этапе 2 цанга реверсируется и начинает двигаться в обратном направлении, внутрь шпинделя (рис.6.36,б). При этом ЗК расклиниваются и освобождают прутки, пружины 1 сжимаются, а удерживающие элементы - удерживают прутки от обратного смещения. Если это произойдет одновременно, то обратное смещение прутка будет исключено.

Радиальное усилие T_T развиваемое при этом удерживающими элементами, должно быть достаточным для создания осевой силы сцепления $F_{тш}$, большей сил F_k проскальзывания ЗК по прутку. Силы сцепления прутка с направляющими способствуют удержанию прутка от смещения. Уравнение равновесия на этапе 2 при неподвижном прутке имеет вид:

$$T_{тш}\mu \geq F_k - F_{тш} \quad (6.19)$$

Последний этап 3 характеризуется контактом наружного конуса цанги с коническим отверстием шпинделя (угол α наклона образующей 15°) и окончательным зажимом прутка с радиальным усилием T , достаточным для надежного удержания прутка при обработке под действием сил резания. К моменту окончания зажима ЗК заклиниваются в цанге, а величина T определяется углом α , осевой силой $S_{зж}$ привода.

Осевая сила $F_{тш}$ создаваемая удерживающими элементами, препятствует зажиму прутка.

Уравнение равновесия в конце этапа 3 имеет вид:

$$T\mu - F_{тш} - F_{тш} \geq P_0 \quad (6.21)$$

где P_0 - наибольшая осевая составляющая сил резания при обработке деталей; сила $F_{тш} = G\mu_n$, G - масса прутка, μ_n - коэффициент сцепления прутка с направляющими устройствами.

Рассмотрим более подробно усилия, перемещения и направления в МФЗМ на каждом из этих трех этапов.

6.5.5. Этап подачи прутка в МФЗМ

На этапе 1 пруток выдвигается в зону обработки благодаря заклиниванию подпружиненных ЗК в коническом отверстии цанги. Величина осевого усилия $P_{пр1}$ (рис.6.36,а), развиваемого пружиной 1, должна быть достаточной для создания осевой силы подачи, равной $T_{пр}$.

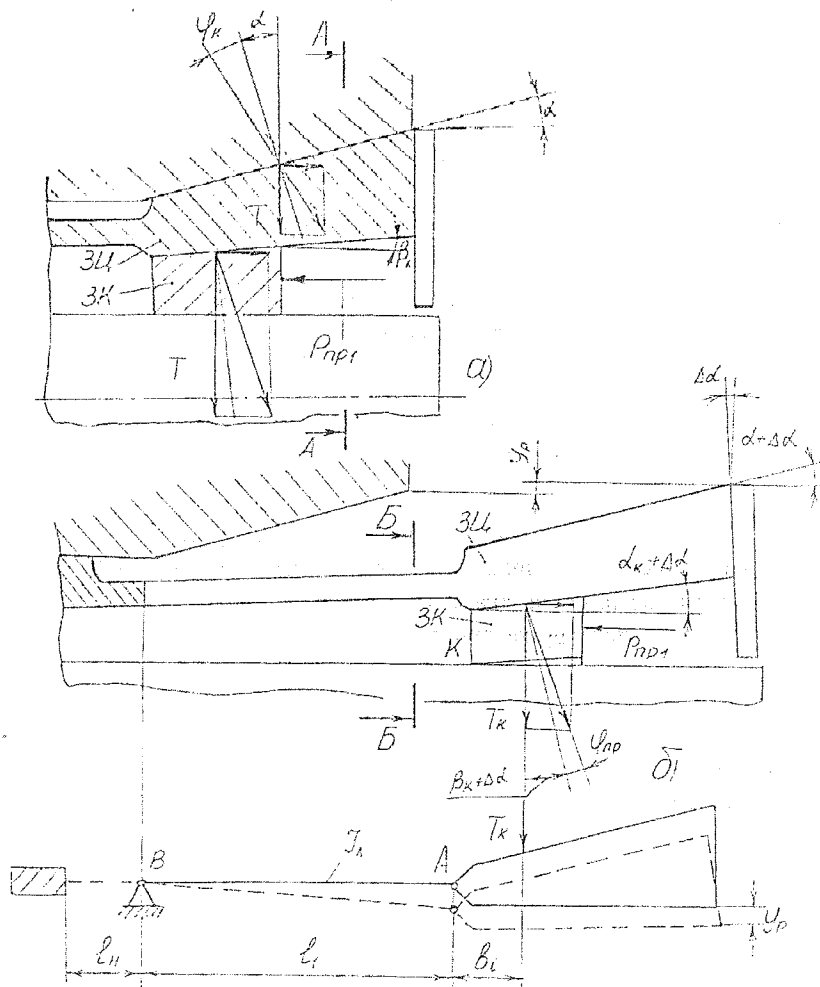


Рис.6.36. Силы и перемещения зажимных клиньев в МФЗМ при подаче прутка

В начале процесса подачи цанги контактирует с отверстием шпинделя. Затем лепестки цанги под действием радиальных сил T_k раскрываются на некоторую величину Y_p . В результате этого образующая наружного конуса цанги образует его $\alpha + \Delta\alpha$ к оси прутка, а контакт цанги с прутком сосредотачивается на дугах, которые проектируются к точки К.

Для определения величины Y_p воспользуемся понятием изгибной жесткости лепестка зажимной цанги [16] $C_n = \frac{T_k}{Y_p}$, откуда $Y_p = \frac{T_k}{C_n}$.

Силу T_k принимаем известной, равной $T_k = (F_{тш} + F_{тв}) / \mu$, а жесткость лепестка при положении силы T_k в конце лепестка (принимаем $b_1=0$).

$$C_n = \frac{3EJ_n}{\xi l_n^3 + J_n \epsilon l_n (1 + 2\lambda l_n)}, \quad (6.22)$$

где E - модуль упругости первого рода для материала цанги; J - момент инерции поперечного сечения лепестка цанги; ξ - коэффициент, учитывающий изменение поперечного сечения лепестка в продольном направлении; l_n - длина лепестка (рис.6.35,в), ϵ - постоянная заделки лепестка цанги, равная $\epsilon = \frac{16300(0.0145\psi + \sin\psi)}{\psi^2(R-r)^2}$; ψ - центральный угол лепестка цанги, равный (в град.):

$$\psi = \frac{369^\circ}{Z} - Z \arcsin \frac{t_1}{R+r};$$

Z - количество лепестков цанги; t_1 - ширина продольной прорези лепестка (рис.6.37, б), R и r - наружный и внутренний радиусы лепестка; λ - коэффициент затухания деформаций в цилиндрической оболочке

лепестка цанги, 1/мм, равный $\lambda = \frac{12(1-\mu^2)}{\sqrt{(R^2-r^2)^2}}$; μ - коэффициент Пуассона для

материала цанги.

Угол $\Delta\alpha$ определяется через Y_p и расстояние $X_{цв}$ от начала лепестка до центра вращения:

$$\Delta\alpha = \frac{Y_p}{X_{цв}} = \frac{Y_p \left[1.5\xi l_n^2 + J_n \epsilon (1 + 2\lambda l_n) \right]}{\xi l_n^3 + J_n \epsilon l_n (1 + 2\lambda l_n)}$$

Для расчета величины требуемой осевой силы P_{npj} пружины сжатия 1 используем зависимость:

$$P_{npj} = T_k \operatorname{tg}(\beta_k + \Delta\alpha + \varphi_{np}), \quad (6.23)$$

где φ_{np} - приведенный угол трения между ЗК и цангой:

$$\varphi_{np} = \operatorname{arctg} \frac{2 \sin \beta_0 \operatorname{tg}(\beta_k + \varphi)}{\sin \beta_0 \cos \beta_0 - \beta_0} \alpha_k$$

β_0 - половина угла контакта цанги с ЗК (рис.6.37,а) при $\mu = 0,3$ и $E = 204 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$.

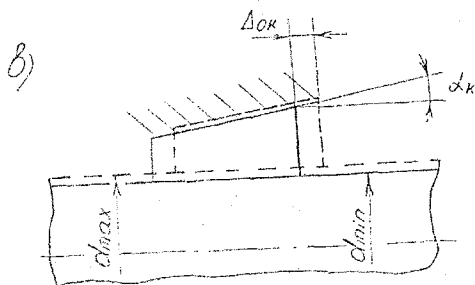
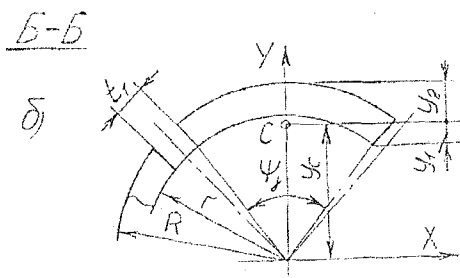
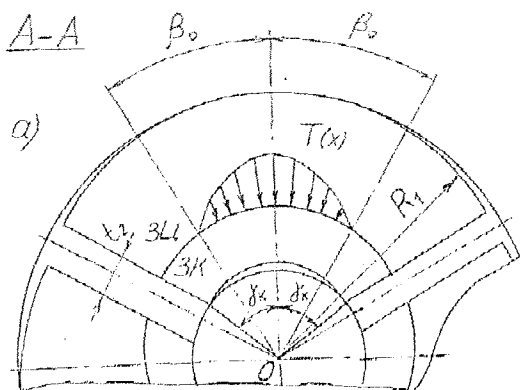


Рис.6.37. Расчетные схемы к этапу 1: схема контакта ЗК и ЗЦ в поперечном сечении (а); сечение лепестка ЗЦ (б); осевое смещение ЗК (в)

$$\beta_0 \approx \arcsin \left(0,01 \sqrt{\frac{T_k}{y_0}} \right),$$

y_0 - относительное смещение оси рабочего отверстия ЗК (при d - диаметр прутка, d_0 - диаметр отверстия в ЗК)

$$V_0 = 0,5 \left(\sqrt{\left(d^2 - d_0^2 (\sin \gamma_k) \right)^2} - d_0 \cos \gamma_k \right),$$

$$\gamma_k = \frac{180^\circ}{Z} - \arcsin \frac{t_2}{d_0}.$$

Таким образом, пружина сжатия 1 должна развивать осевое усилие P_{np1} при ходе, равном $\Delta_{ок}$:

$$\Delta_{ок} = \frac{y P}{t g \beta_k} + \Delta d, \quad (6.24)$$

Δd - отклонение фактического диаметра прутка от нормального.

6.5.6. Этап набора прутки

Надежное удержание выдвинутого на длину l_n прутка возможно при использовании удерживающих элементов (в данном случае - самозаклинивающих шариков) и пружин, обеспечивающих радиальную силу $T_{ШШ}$, величина которой из 6.20 равна:

$$F_{ТШ} = \frac{F_k - F_{ТН}}{\mu}, \quad (6.25)$$

где μ - осевая сила сцепления с прутком, коэффициент трения скольжения.

Требуемая осевая сила пружины 2:

$$P_{np2} = T_{ШШ} t g (\beta_T + \varphi_{np}) \quad (6.26)$$

При зажиме прутка СШ возникают значительные контактные напряжения, наибольшая величина которых σ_{\max} не должна превышать допускаемых $[\sigma_{\text{конт}}]$:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_{\text{конт}}].$$

Для стали ЦХ15 $[\sigma_{\text{конт}}] = 3800$ МПа, для стали 40Х - 1300 МПа.

Для расчета контактных напряжений в случае контакта опоры (СШ) с цилиндром (прутком) вначале определяем отношение осей А и В площадки (эллипса) контакта:

$$A = \frac{1}{2R_1}; \quad B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$$

где R_1 - радиус шарика, R_2 - радиус заготовки, причем $R_2 > R_1$

По отношению А/В (например, $A = 1/16,6 = 0,06$; $B = 1/20 + 1/8,3 = 0,8524$; $A/B = 0,706$) по справочникам определяем коэффициенты n_p и n_Δ (например, $n_p = 0,9919$, $n_\Delta = 0,9915$).

Максимальные напряжения на участке контакта равны:

$$\sigma_{max} = 0.365 n p_3 \sqrt{T_{TШ} \left(\frac{\left(\frac{2R_2 + R_1}{R_1 R_2} \right)^2}{\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^2} \right)},$$

где E_1, E_2 - модули упругости для материалов СШ и прутка; μ_1, μ_2 - коэффициенты Пуассона для тех же материалов.

Плошадка контакта имеет размеры $a \times b$:

$$a = 1397 n a_3 \sqrt{\frac{T_{TШ}}{E} \frac{R_1 R_2}{2R_2 + R_1}},$$

$$b = 1397 n b_3 \sqrt{\frac{T_{TШ}}{E} \frac{R_1 R_2}{2R_2 + R_1}}.$$

Контактное сближение Δ_k СШ и прутка в радиальном направлении равно:

$$\Delta_k = 0.655 + n_{\Delta}^3 \sqrt{T_{TШ}^2 \frac{2R_2 + R_{sub1}}{R_1 R_2} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^2}$$

В случае применения вместо СШ подпружиненных клиньев контактные напряжения примерно равны:

$$\sigma_k = \frac{T_{TШ}}{F_k},$$

где F_k - площадь контакта, $F_k = t_2 b_k$; T_2 - ширина кулачка; b_k - длина кулачка.

6.5.7. Этап окончательного зажима прутка

При известной из ГОСТ 2876-80 осевой силе $S_{зак}$, приходящейся на один лепесток, определим силу зажима T :

$$T = T_{зак} \cdot ctg(\alpha + \varphi_{np}).$$

Патрон будет надежно удерживать заготовку при обработке, пока осевая сила резания не превысит величины P_o :

$$P_o = ZT\mu - F_{TШ} - F_{тн},$$

где $F_{TШ} = \mu T_{TШ}$ - осевая сила клиньев подачи с пружиной 2, препятствующая зажиму; $F_{тн} = \mu G$ - сила сцепления прутка массой G в направляющих трубах.

Напряжения в лепестках цанги не должны превышать допустимых. Суммарные напряжения в лепестках складываются из напряжений растяжения σ_p и изгиба $\sigma_{из}$:

$$\sigma_{из} = \sigma_p + \sigma_{из}.$$

Напряжения растяжения в лепестке: $\sigma_H = \frac{S_{зак}}{F_2}$,

где F_2 - площадь лепестка с радиусом R и r ,

$F_2 = K_2(R^2 - r^2)$; K_2 - коэффициент, который равен (при ψ в град.): $K_2 = 0,00873\psi$.

Напряжения изгиба имеют максимальную величину на крайних точках лепестка, отстоящих от центра тяжести S поперечного сечения лепестка (рис.6.37,б) лепестка в конце разрезки:

$$\sigma_H' = \frac{3E\left(\delta_0 + \frac{\Delta\alpha}{2}a\right)V_1}{EJ_n^2 + J_e(1 + 2\lambda l_n)},$$

$$\sigma_H'' = \frac{3E\left(\delta_0 + \frac{\Delta\alpha}{2}a\right)V_2}{EJ_n^2 + J_e(1 + 2\lambda l_n)},$$

где δ_0 - стрела разводки лепестка в конце рабочего отверстия; $\Delta\alpha$ - раскрытия цапги при подаче (определен выше); a - длина конуса.

Расстояния V_1 и V_2 крайних точек (соответственно внутренних и наружных) точек лепестка от центра тяжести равны:

$$V_1 = V_c - r \cos \frac{\psi}{2},$$

$$V_2 = R - V_c,$$

где V_c - координата центра тяжести поперечного сечения лепестка,

$$V_c = K_3 \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2},$$

K_3 - коэффициент, равный (при ψ в град.):

$$V_c = K_3 = \frac{73,394}{\psi} \sin \frac{\psi}{2}.$$

Напряжения σ_H' вызывают сжатие лепестка, а напряжение σ_H'' - его растяжения. Поэтому суммарные напряжения в лепестках цапги:

$$\sigma_{цп} = \sigma_p - \sigma_H', \quad \sigma_{цв} = \sigma_p - \sigma_H''.$$

6.5.8. Анализ влияния сил и перемещений, действующих в МФПМ

Для анализа сил и перемещений разработана расчетная схема (рис.6.38) исходя из последовательности работы патронов:

- при разжатой цапге 1 пруток подается до упора 5 подающей цапгой 4;
- при встрече прутка с упором подающая цапга продолжается двигаться,

преодолевая силу сцепления с прутком, определяемую упругостью C , и величиной сведения $\delta_{св}$ лепестков и коэффициентом сцепления с прутком μ_2 , а именно:

$$P_n = T_n \mu_2 = C_n Z \delta_{св} \mu_2; \quad (6.27)$$

- первоначальный зажим прутка МФП в виде цанги 4, взаимодействующей с неподвижной конусной втулкой 3 и развивающей радиальную силу зажима одним лепестком:

$$T_2 = \frac{S_2}{\lg(\alpha_2 + \varphi_{2np}) + \mu_2} \quad (6.28)$$

где S_2 - осевая сила, развиваемая приводом подачи и приходящаяся на один лепесток; φ_{2np} - приведенный угол трения подающей цанги 4 с конусной втулкой 3; α_2 - половина угла наружного конуса подающей цанги 4.

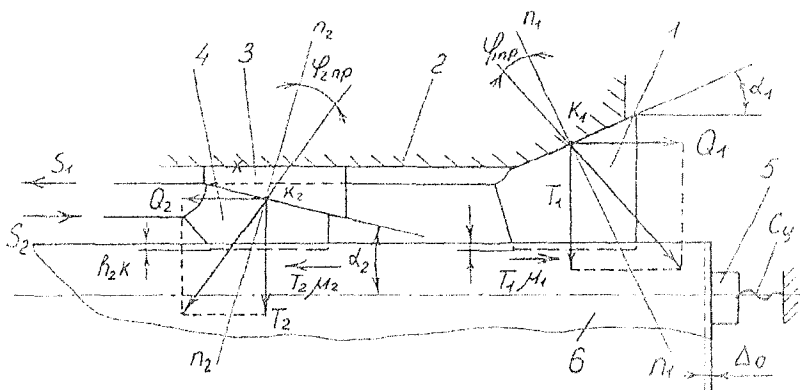


Рис. 6.38. Схема для расчета сил в МФПМ: 1 - зажимная цанга; 2 - шпиндель; 3 - неподвижная конусная втулка; 4 - подающая цанга с наружным конусом

- окончательный зажим прутка зажимной цангой 1, взаимодействующей с конусом шпинделя 2 и развивающей радиальную силу зажима одной губкой:

$$T_1 = \frac{S_1}{\lg(\alpha_1 + \varphi_{1np}) + \mu_1}, \quad (6.29)$$

где S_1 - осевая сила, развиваемая приводом зажима и приходящаяся на одну губку цанги; φ_{1np} - приведенный угол трения зажимной цанги 1 с конусом шпинделя 2; α_1 - половина угла конуса цанги 1.

При количестве лепестков Z_1 зажимной цанги 1 и Z_2 подающей цанги 4, суммарные радиальные силы зажима:

$$T\Sigma_1 = Z_1 T_1 = \frac{S\Sigma_1}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_{1np}) + \mu_1} \quad (6.30)$$

$$T\Sigma_2 = Z_2 T_2 = \frac{S\Sigma_2}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi_{2np}) + \mu_2} \quad (6.31)$$

где $S\Sigma_1 = Z_1 S_1$ и $S\Sigma_2 = Z_2 S_2$ суммарные осевые силы, развиваемые соответственно приводами зажима и подачи и равные:

$$S\Sigma_1 = T\Sigma_1 [\operatorname{ctg}(\alpha_1 + \varphi_{1np}) + \mu_1] \quad (6.32)$$

$$S\Sigma_2 = T\Sigma_2 [\operatorname{ctg}(\alpha_2 + \varphi_{2np}) + \mu_2] \quad (6.33)$$

Общий коэффициент усиления МФПМ в этом случае будет:

$$K_{n\Sigma} = \frac{T\Sigma}{S\Sigma} = \frac{T_1 + T_2}{S_1 + S_2} = \frac{T\Sigma_1 + T\Sigma_2}{T\Sigma_1 [\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_{1np}) + \mu_1] + T\Sigma_2 [\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi_{2np}) + \mu_2]} \quad (6.34)$$

Приняв соотношение $A_T = \frac{T\Sigma_2}{T\Sigma_1}$, характеризующее степень увеличения

силы зажима с помощью МФПП по сравнению с одинарным зажимом, а также условие зажима и подачи прутка диаметром d , равным диаметру рабочего отверстия d_0 цапг, преобразуем формулу (6.34) и получим:

$$K_{n\Sigma} = \frac{1 + A_T}{[\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_{1np}) + \mu_1] + A_T [\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi_{2np}) + \mu_2]}, \quad (6.35)$$

Если принять $\varphi_{1np} = \varphi_{2np} = \varphi$, $\mu_1 = \mu_2 = \mu$, то формула (6.35) примет вид:

$$K_{n\Sigma} = \frac{1}{[\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi) + A_T \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi)] / (1 + A_T) + \mu}, \quad (6.36)$$

Анализ зависимости (6.36) показал, что коэффициент усиления $K_{n\Sigma}$ многофункционального подающего механизма (МФПМ) возрастет с увеличением соотношения A_T (рис.6.39), т.е. с увеличением коэффициента усиления МФПП. При этом, чем меньше коэффициент сцепления μ (рис.6.39,а) и угол α_2 (рис.6.39,б), тем выше коэффициент усиления $K_{n\Sigma}$ и тем ощутимее влияние μ и α_2 .

При применении МФПМ в токарно-револьверных станках с гидроприводами зажима и подачи прутка осевые силы, развиваемые приводами, могут быть определены по формулам:

$$S\Sigma_1 = p_1 F_1 \eta_1; \quad (6.37)$$

$$S\Sigma_2 = p_2 F_2 \eta_2; \quad (6.38)$$

где P_1 и P_2 - соответственно давление в гидроцилиндрах зажима и подачи; F_1 и F_2 - площади поршней штоковых полостей гидроцилиндров соответственно зажима и подачи; η_1 и η_2 - механические к.п.д. гидроцилиндров соответственно зажима и подачи, учитывающие потери на трение поршней с уплотнительными кольцами. Подставив значения $S\Sigma_1$ и $S\Sigma_2$ формулы (6.37) и

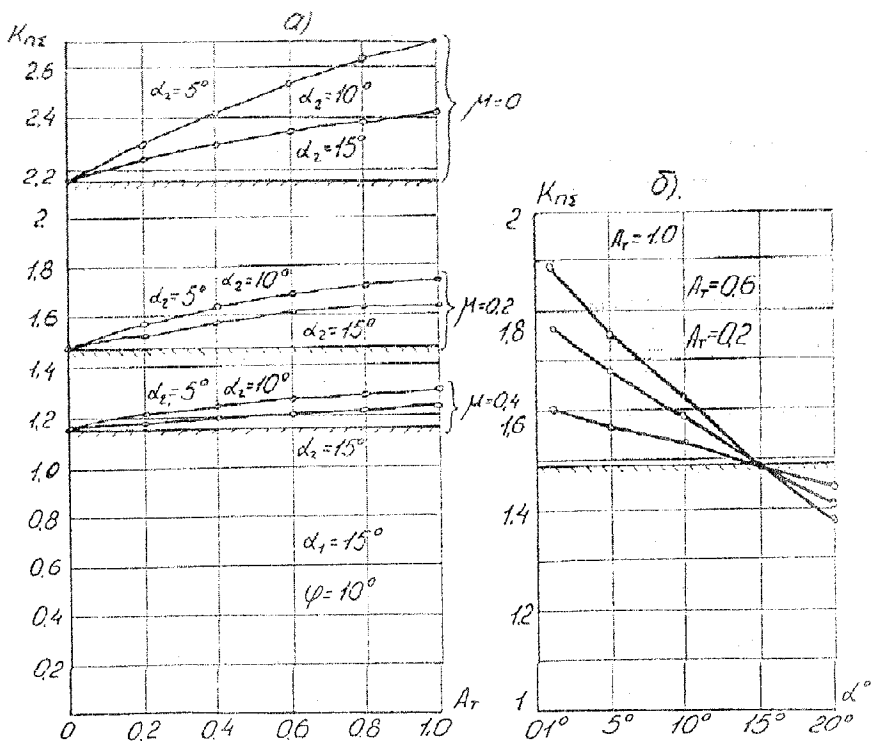


Рис. 6.39. Графики зависимости в МШМ от соотношения сил A_T в МФПП и зажимной цапге (а) при равных значениях коэффициента сцепления (μ) и от угла конуса (α) МФПП при равных значениях A_T (б)

(6.38) в формулы (6.30) и (6.31), получим:

$$T\Sigma_1 = \frac{p_1 F_1 \eta_1}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_{1np}) + \mu_1}, \quad (6.39)$$

$$T\Sigma_2 = \frac{p_2 F_2 \eta_2}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi_{2np}) + \mu_2}, \quad (6.40)$$

$$T\Sigma = T\Sigma_1 + T\Sigma_2 = \frac{p_1 F_1 \eta_1}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_{1np}) + \mu_1} + \frac{p_2 F_2 \eta_2}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi_{2np}) + \mu_2} \quad (6.41)$$

Примем $\eta_1 = \eta_2 = \eta$, $\varphi_{1np} = \varphi_{2np} = \varphi$, $\mu_1 = \mu_2 = \mu$, тогда:

$$T\Sigma = \eta \left[\frac{p_1 F_1}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi) + \mu} + \frac{p_2 F_2}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi) + \mu} \right] \quad (6.42)$$

Введем коэффициент $A_p = \frac{P_1}{P_2}$, характеризующий соотношение осевых сил, развиваемых приводами подачи и зажима, что аналогично коэффициенту $A_f = \frac{T\Sigma_1}{T\Sigma_2}$, характеризующему распределение сил зажима в МФПП и основном зажимном патроне. Тогда формула (6.42) примет вид:

$$T\Sigma = T\Sigma_1 + T\Sigma_2 = \eta p_1 \left[\frac{F_1}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi) + \mu} + \frac{A_p F_2}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi) + \mu} \right] \quad (6.43)$$

Если считать, что радиальная сила в обычном зажимном механизме обеспечивается зажимной цапгой при давлении p_1 , т.е. $T\Sigma = T\Sigma_1 = \frac{p_1 F_1 \eta}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi) + \mu}$ и эту силу надо обеспечить в МФПМ за счет того, что $T\Sigma = T\Sigma_1 + T\Sigma_2$ при одинаковом давлении p в гидроцилиндрах зажима и подачи при условии $p = p'_1 = p'_2$, то давление p можно найти из соотношения:

$$\frac{p_1 F_1 \eta}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi) + \mu} = \frac{p F_1 \eta}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi) + \mu} + \frac{p F_2 \eta}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi) + \mu} = \eta p_1 \left[\frac{F_1}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi) + \mu} + \frac{F_2}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi) + \mu} \right]. \quad (6.44)$$

Отсюда

$$p = p_1 \frac{F_1}{\frac{F_1}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi) + \mu} + \frac{F_2}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi) + \mu}}. \quad (6.45)$$

Обозначим коэффициент снижения давления в гидросистеме МФПМ через:

$$B_p = \frac{p}{p} = \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi) + \mu} + \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi) + \mu}. \quad (6.46)$$

Тогда:

$$p = \frac{p_1}{B_p}. \quad (6.47)$$

Коэффициент B_p характеризует также снижение расхода энергии за счет применения МФПМ, так как при условии постоянного расхода жидкости Q показатель снижения мощности насосной установки с $N_1 = P_1 Q$ приводит к тому же соотношению $\frac{N_1}{N_2} = \frac{P_1 Q}{P Q} = \frac{P_1}{P} = B_p$.

Анализ зависимостей (6.43) и (6.46) применительно к станку 1В340Ф30 свидетельствует о существенном влиянии на силовые характеристики (рис.6.40) и экономию энергии (рис.6.41) в МФПМ различных факторов, среди которых A_p , $\frac{F_2}{F_1}$, μ , α_2 при равных уровнях настройки давления P_1 (Р).

При подаче прутка многофункциональным подающим патроном (МФП) после взаимодействия конических поверхностей подающей цанги 4 (рис.6.38) с

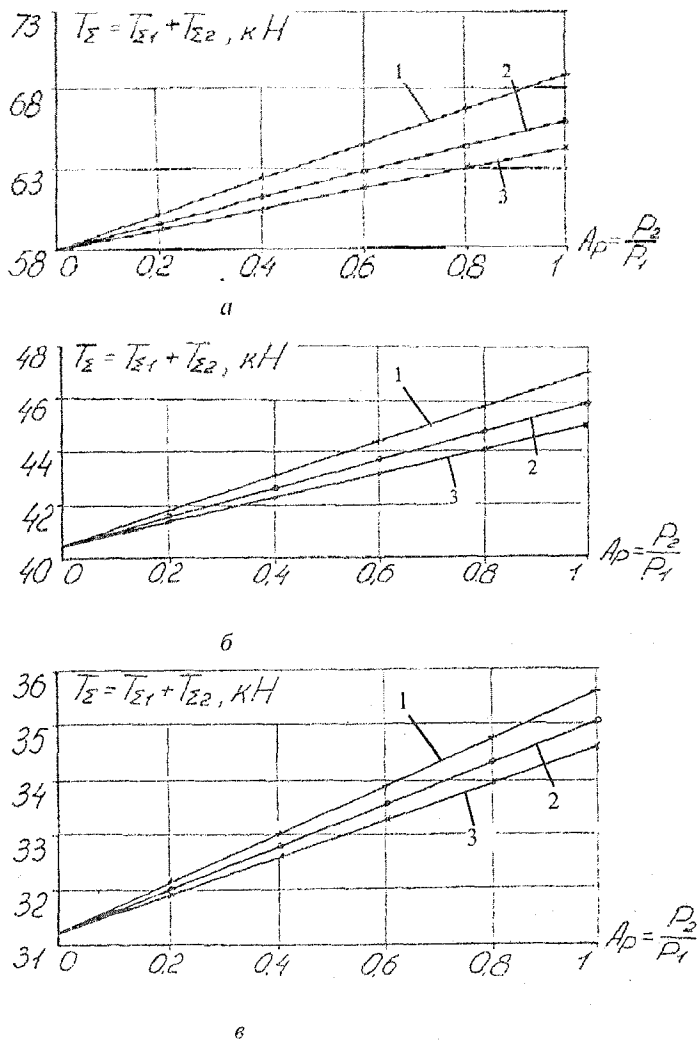
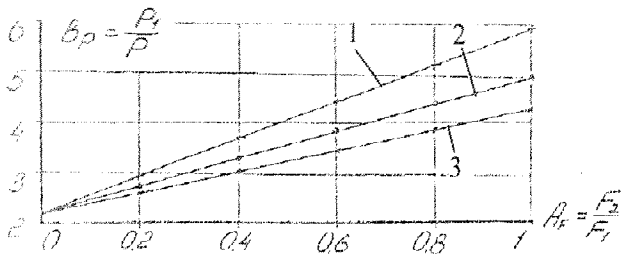
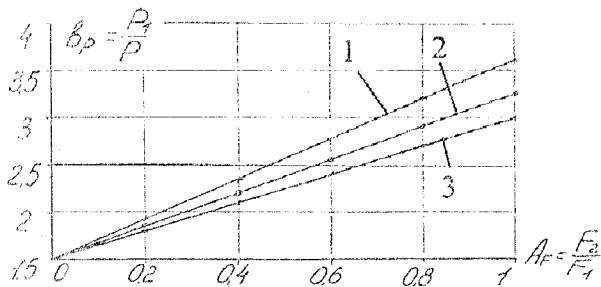


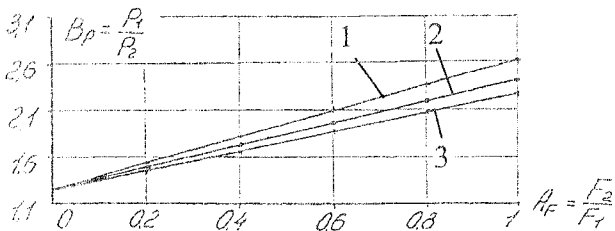
Рис. 6.40. Графики зависимостей суммарной радиальной силы зажима прутка в ТРС мод. ИГ341 от соотношения давления $A_p = P_2/P_1$ в гидроцилиндрах подачи и зажима при разных μ : а) - 0; б) - 0,2; в) - 0,4 и α : 1 - 5° ; 2 - 10° ; 3 - 15°



a



б



в

Рис. 6.41. Графики зависимостей коэффициента снижения давления в гидросистеме МФПМ от соотношения площадей $A_F = \frac{F_2}{F_1}$ при разных μ : а) - 0; б) - 0,2; в) - 0,4 и α : 1 - 1-5°; 2 - 10°; 3 - 15°

конусной втулкой 3 происходит натяг системы и за счет контактных сближений h_{2k} [] перемещение подающей цанги с прутком вперед при отсутствии упора будет на величину:

$$\Delta_{on} = h_{2k} \operatorname{ctg} \alpha_2, \quad (6.48)$$

При наличии упора с жесткостью C_y перемещение будет меньше и составит:

$$\Delta_{OH}'' = \frac{T_{\Sigma 2} \mu_2}{C_y} \quad (6.49)$$

При окончательном зажиме будет оттягивание прутка во внутрь без МФПП на величину:

$$\Delta_{O3} = h_{\eta k} \operatorname{ctg} \alpha_1. \quad (6.50)$$

а при наличии МФПП:

$$\Delta_{O3} = \Delta_{O3} - \Delta_{OH}'' = h_{\eta k} \operatorname{ctg} \alpha_1 - \frac{T_{\Sigma 2} \mu_2}{C_y}. \quad (6.51)$$

Величина Δ_{O3} будет стремиться к нулю при условии:

$$h_{\eta k} \operatorname{ctg} \alpha_1 = \frac{T_{\Sigma 2} \mu_2}{C_y}. \quad (6.52)$$

Из условия (6.52) можно найти оптимальную силу зажима прутка $T_{\Sigma 2 \text{ опт}}$ с помощью МФПП, при которой обеспечивается высокая осевая точность зажима:

$$T_{\Sigma 2 \text{ опт}} = \frac{C_y h_{\eta k} \operatorname{ctg} \alpha_1}{\mu_2}. \quad (6.53)$$

6.5.9. Анализ упругих радиальных отжатий прутка в МФПМ

Жесткость системы патрон-деталь (П-Д) в радиальном направлении определяется отношением нагружающей прутков радиальной силы P_p к суммарному радиальному отжатию Y относительно шпинделя в направлении действия силы:

$$J_p = \frac{P_p}{Y}.$$

Ниже приводится аналитический метод расчета упругих радиальных отжатий прутка в МФПМ с учетом контактной податливости стыков [7, 9, 11, 16] (рис.6.42, а):

$$Y = Y_n + Y_{K2} + Y_{K3}, \quad (6.54)$$

где Y_n - отжатие прутка, рассматриваемого как упругая консольная балка на двух абсолютно жестких опорах; Y_{K2} - отжатие, вызванное радиальными сближениями контактирующих поверхностей губок цанги с прутком; Y_{K3} - отжатие, вызванное радиальными сближениями контактирующих конических поверхностей губок цанг с отверстиями шпинделя и конусной втулки.

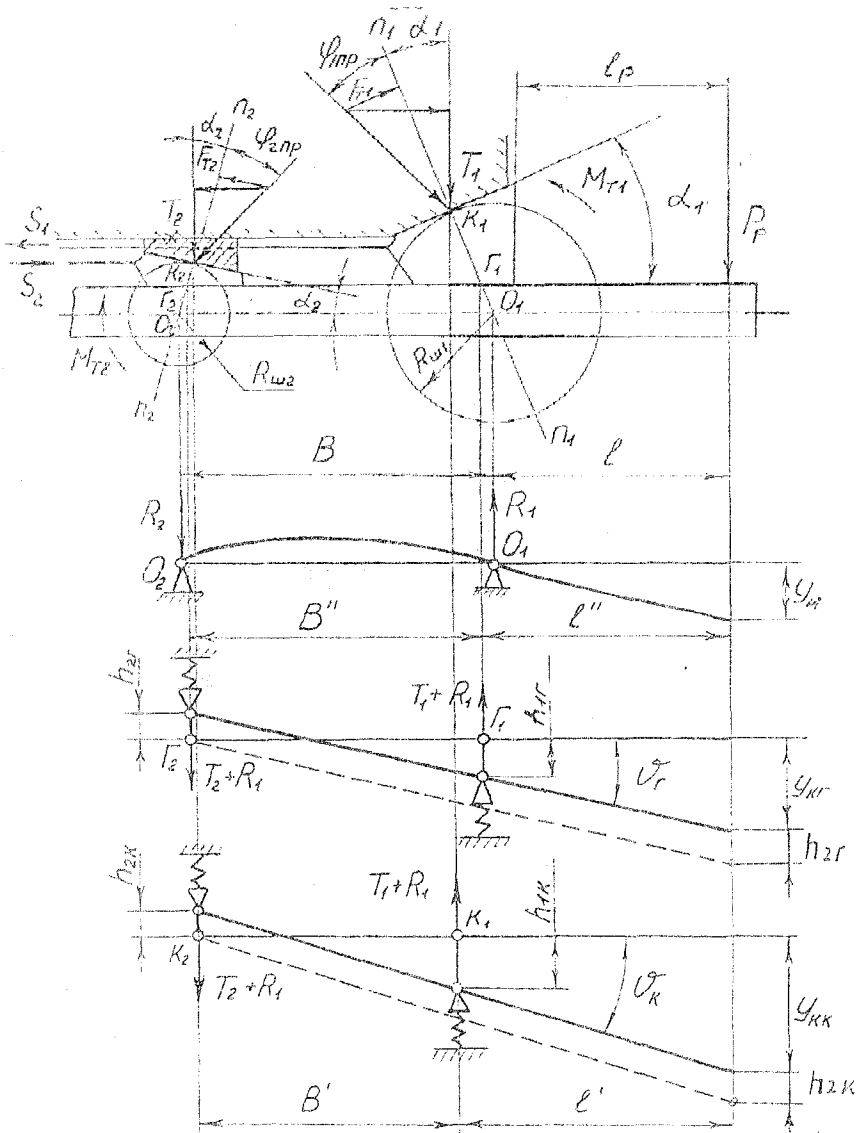


Рис. 6.42. Расчетная схема для определения углов поворота и отжаты в системе П-Д с МФПП

Отжатие y_n прутка, имеющего поперечное сечение с осью симметрии — осью прутка определяется из курса сопротивление материалов как для двухопорной балки (рис.6.42, б):

$$y_n = \frac{P_p l^2}{3EJ} (1 + B), \quad (6.55)$$

где l - вылет силы P_p относительно центра O_1 упруго-функционального шарнира с радиусом R_{m1} ; B - расстояние между участками зажима, равное расстоянию между центрами упруго-функциональных шарниров O_1 и O_2 (с радиусом R_{m2}); E, J - модуль упругости первого рода и центральный момент инерции поперечного сечения прутка.

Отжатие $y_{кз}$ определяется из условия подобия треугольников (рис.6.42, в):

$$\frac{h_{1z} + h_{2z}}{B'} = \frac{y_{кз} + h_{2z}}{B' + l'}$$

$$y_{кз} = h_{1z} + \frac{l'}{B'} (h_{1z} + h_{2z}). \quad (6.56)$$

Аналогично определяется отжатие $y_{кк}$ (рис.6.42, г):

$$\frac{h_{1к} + h_{2к}}{B'} = \frac{y_{кк} + h_{2к}}{B' + l'}$$

$$y_{кк} = h_{1к} + \frac{l'}{B'} (h_{1к} + h_{2к}). \quad (6.57)$$

Величины контактных сближений могут быть определены по известным зависимостям [7, 11, 16] и, в частности, для полного прилегания губок цапг к прутку ($d=d_0, \Delta d = 0$):

$$h_{1z} = h_{1z}(m_1 + r_1) - h_{1z}(m_1) = C_\sigma \left[\left(\frac{T_1 + R_1}{F_{k1}} \right)^m - \left(\frac{T_1}{F_{k1}} \right)^m \right];$$

$$h_{2z} = h_{2z}(m_2 + r_2) - h_{2z}(m_2) = C_\sigma \left[\left(\frac{T_2 + R_2}{F_{k2}} \right)^m - \left(\frac{T_2}{F_{k2}} \right)^m \right]; \quad (6.58)$$

$$h_{1к} = h_{1к}(m_1 + r_1) - h_{1к}(m_1) = C_\sigma \left[\left(\frac{T_1 + R_1}{F'_{k1}} \right)^m - \left(\frac{T_1}{F'_{k1}} \right)^m \right];$$

$$h_{2к} = h_{2к}(m_2 + r_2) - h_{2к}(m_2) = C_\sigma \left[\left(\frac{T_2 + R_2}{F'_{k2}} \right)^m - \left(\frac{T_2}{F'_{k2}} \right)^m \right],$$

где $C_\sigma = 0,13$ - коэффициент; $m = 0,6$ [7]; F_{k1}, F_{k2} - площадки контакта цапг с прутком; F'_{k1}, F'_{k2} - площадки контакта цапги со шпинделем к конусной втулкой; R_1 и R_2 - реакции в местах контакта-действия сил T_1 и T_2 .

Углы поворота от контактных сближений, характеризующие поворотную жесткость упруго-фрикционных шарниров можно определить по формулам:

$$tg v_z \approx v_z = \frac{h_{z_1} + h_{z_2}}{B}; \quad (3.59)$$

$$tg v_K \approx v_K = \frac{h_{K_1} + h_{K_2}}{B}; \quad (3.60)$$

Зная величины линейных и угловых контактных сближений, можно найти параметры упругой системы П-Д, приведенной к упруго-фрикционному шарниру с центром O_1 , характеризующемуся радиальной жесткостью:

$$C_P = \frac{T_1 + R_1}{h_{z_1} + h_{K_1}}; \quad (6.61)$$

поворотной жесткостью:

$$C_P = \frac{M_P}{v_z + v_K} = \frac{P_P l}{v_z + v_K}, \quad (6.62)$$

и моментом трения:

$$M_T = M_{T1} + M_{T2} = F_{T1} R_{III1} + F_{T2} R_{III2}, \quad (6.63)$$

В формуле (6.63)

$$F_{T1} = \frac{T_1 \sin \varphi_{1np}}{\cos(\alpha_1 + \varphi_{1np})}; \quad F_{T2} = \frac{T_2 \sin \varphi_{2np}}{\cos(\alpha_2 + \varphi_{2np})}.$$

Отсюда:

$$M_T = T_1 R_{III1} \frac{\sin \varphi_{1np}}{\cos(\alpha_1 + \varphi_{1np})} + T_2 R_{III2} \frac{\sin \varphi_{2np}}{\cos(\alpha_2 + \varphi_{2np})} = T_{\Sigma} R_{III} \frac{\sin \varphi_{1np}}{\cos(\alpha_1 + \varphi_{1np})}. \quad (3.64)$$

Зная параметры C_P , C_P , M_T , можно определить упругие отжатия в системе шпиндель-патрон-деталь токарно-револьверного станка (ТРС) для двух сравниваемых схем: при одинарном зажиме ($y_{\Sigma 1}$) и двойном зажиме ($y_{\Sigma 2}$) с применением многофункционального подающего патрона (МФПП) на вылете l_0 :

$$y_{\Sigma 1} = y_1 + y_2 + y_c + y_M, \quad (6.65)$$

где y_1 - составляющая отжатий шпинделя на жестких опорах; y_2 - отжатие шпинделя от податливости опор; y_c - отжатие прутка от радиальной податливости зажимного патрона; y_M - отжатие прутка от угловой податливости зажимного патрона.

Отжатие y_1 и y_2 находим по известным зависимостям [11], а отжатия от податливости зажимного патрона:

$$y_c = \frac{P_{наср}}{C_{r3}}; \quad (6.66)$$

$$y_M = v_n(l_0 + b_0) = \frac{(M_P - M_M)}{C_n}(l_0 + b_0). \quad (6.67)$$

$$y_{\Sigma 2} = y_1 + y_2 + y'_2 + y_M, \quad (6.68)$$

где y'_2 - отжатие, обусловленное радиальной жесткостью опор (зажимной и

подающей цапг); U_M - отжатие, обусловленное приведенной псеворотной жесткостью системы П-Д с МФПП.

При принятых допущениях и исходных данных применительно к токарно-револьверному станку мод. 1К341, 1В340Ф30 и т.п. расчеты по приведенным формулам показали, что применение МФПП повышает жесткость упругой системы П-Д по сравнению с одинарным зажимом в среднем в 1,5 раза.

Литература к главе 6

1. Автоматизация поискового конструирования (искусственный интеллект в машинном проектировании) / А.И. Половинкин, Н.К. Бобков, Т.Я. Буш и др.; под ред. А.И. Половинкина. — М.: Радио и связь, 1981. — 344 с.
2. Альтшуллер Г.С. Творчество как точная наука. — М.: Сов. Радио, 1979. — 176 с.
3. Блюмберг В.А., Глушков В.Ф. Использование метода расстановки приоритета для структуризации и решения управленческих задач в НИИ и КБ // Совершенствование организации и планирования отраслевых и опытно-конструкторских разработок: Тр.ЛИЭТИ. — Л., 1977. — Вып.133. — С.42-47.
4. Блюмберг В.А., Глушенко В.Ф. Какое решение лучше? Метод расстановки приоритетов. — Л.: Лениздат, 1982. — 160с.
5. Голдовский Б.И., Вайнерман М.И. Рациональное творчество. О направленном поиске новых технических решений. — М.: Речной транспорт, 1990. — 120с.
6. Комплексный метод поиска новых технических решений / М.И. Вайнерман, Б.И. Голдовский и др.: в 3 ч. — Горький, 1979, 1980. — 112с.
7. Кузнецов Ю.Н., Вачев А.А., Сяров С.П., Цървенков А.Й. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник / под ред. Ю.Н.Кузнецова.- К.: Техника; София: Гос. изд-во «Техника», 1988. — 222 с.
8. Кузнецов Ю.Н. Новые цапговые зажимные и подающие механизмы. УТПМ. — М.: Машиностроение, 1989. — 55 с.
9. Кузнецов Ю.Н., Срибный Л.Н. Повышение эффективности токарных автоматов. — К.: Техника, 1989. — 168с.
10. Кузнецов Ю.Н. Использование эвристических методов в работе конструктора станочной оснастки. — М.: УТПМ, 1992. — 86с.
11. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной

- обработки резанис. Монография / Под ред. Ю.Н. Кузнецова – Габрово: Университетское издательство «Васил Априлов», 2010. – 724 с.
12. Маковец Е.Н. Модели из кубиков. – М.: Сов.радио, 1978. – 192 с.
 13. Моисеев Н.Н. Математические задачи системного синтеза. – М.: Наука, 1981. – 486 с.
 14. Моисеев Н.Н. Современное состояние исследования операций. – М.: Наука, 1979. – 464 с.
 15. Моисеева Н.К. Выбор технических решений при создании новых изделий. – М.: Машиностроение, 1980. – 272с.
 16. Орликов М.Л., Кузнецов Ю.П. Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков. – М.: Машиностроение, 1977. – 142с.
 17. Пухов А.С. Автоматизация многосторонней обработки вращающихся деталей. – М.: ВНИИТЭМР, 1986. – 64 с.
 18. Эль-Рашиди Х.А. Анализ и синтез многофункциональных подающих и зажимных механизмов прутковых автоматов. – Дис....канд.техн.наук, Киев, 1994. – 267 с.

Изобретения и полезные модели

19. А.с. 671928 СССР, МКИ В23В31/00. Цанговый зажим / Ю.Н. Кузнецов, Ю.Н. Горобец – Оpubл. 1979, Бюл. №25.
20. А.с. 884867 СССР, МКИ В23В31/20. Устройство для автоматической подачи прутка / Ю.Н. Кузнецов, П.М. Димова. Оpubл. 81, Бюл. №44.
21. А.с. 1075524 СССР, МКИ В23В31/00. Механизм подачи и зажима прутка / Ю.Н. Кузнецов, А.В. Кухарец, В.В. Торба, В.А. Бовкун, А.А. Вачев, А.И. Торопов. – Оpubл. 1974, Бюл. №4.
22. А.с. 1129030 СССР, МКИ В23В13/00. Механизм зажима прутка токарного автомата / Ю.Н. Кузнецов, С.Ю. Кузнецов. – Оpubл. 1984, Бюл. №46.
23. А.с. 1242323 СССР, МКИ В23В31/00. Механизм зажима прутка / Ю.Н. Кузнецов, В.С. Каганов, В.В. Торба. – Оpubл. 1988, Бюл. №25.
24. А.с. 1398993 СССР, МКИ В23В31/00. Устройство для подачи и зажима прутка / А.В. Кухарец, А.В. Кравченко. - Оpubл. 1988, Бюл. №20.
25. Патент Украины №25341, МПК В23 В13/00. Цанговый зажим / Ю.М. Кузнецов, Ель Рашина Хусейн Али. –№95010207; Заявл. 12.01.95; Оpubл. 30.10.98. Бюл. №6.
26. Патент Украины №25709, МПК В23 В13/00. Пристрій для подачі та затиску прутка / Ю.М. Кузнецов, О.М. Трофименко. - №95104644; Заявл. 24.10.95; Оpubл. 25.12.98. Бюл. №6.
27. Патент Украины №31121, МПК В23 В13/00. Пристрій для подачі та затиску прутка / Ю.М. Кузнецов, О.М. Трофименко. –№98073717; Заявл. 13.07.98; Оpubл. 15.12.00. Бюл. №7-П.

ОРЛИКОВ МИХАИЛ ЛЬВОВИЧ ... УЧЕНЫЙ, КОНСТРУКТОР И ЧЕЛОВЕК ЭПОХИ



Орликов Михаил Львович родился 9 сентября 1911 в городе Елисаветграде (ныне Кировоград) Херсонской губернии в семье учителя. В девять лет остался сиротой и воспитывался старшим братом.

В 1926 г. окончил семилетнюю школу в городе Кировограде и в 1927 году поступил в Киевский механический техникум, после окончания которого в 1930 году работал техником по оборудованию на Киевском машиностроительном заводе имени Артема.

В 1933 году поступил на второй курс КПИ, который и окончил в 1936 г. по специальности "Металлорежущие станки" с отличием, получив рекомендацию в аспирантуру.

С 1936 года по 1945 год работал в конструкторском бюро Киевского станкостроительного завода имени Горького, занимался проектированием станков-автоматов, которые были внедрены в производство. За свою работу на заводе М. Л. Орликов был дважды награжден аттестатом отличника социалистического соревнования Народного комиссариата станкостроения СССР.

М. Л. Орликов активно занимался исследовательской деятельностью и с 1939 года без отрыва от производства обучался в аспирантуре КПИ, где его научным руководителем был профессор Е. М. Хаймович.

Обучение в аспирантуре прервала Великая Отечественная война. Вместе с заводом М. Л. Орликов попал в эвакуацию в город Кызыл на Урале и лишь в 1945 году смог продолжить занятия в аспирантуре.

В 1947 году он защитил кандидатскую диссертацию на тему "Исследование холостых ходов одношпиндельных токарных автоматов" и стал работать на кафедре металлорежущих станков Киевского политехнического института сначала ассистентом, а с 1955 года - доцентом.

Занимаясь преподавательской деятельностью, он не порывал связей с родным заводом и занимался проблемными вопросами проектирования станков автоматов и их механизмов.

В 1950 году выходит его книга "Настройка токарных автоматов и полуавтоматов", написанная совместно с М.П. Бондарем и А.Я. Лоизато, в 1956

году - второе издание, а в 1957 году эта книга издана в Китае. В 1949 году выпущена книга "Токарные автоматы и полуавтоматы".

В 1959 году М. Л. Орликов участвует в разработке отраслевой нормали и руководящих материалов НДИ-106-59 "Кулачковые механизмы. Элементы конструкций; основные методы проектирования".

М. Л. Орликов участвует в научно-исследовательских работах, проводимых кафедрой станков КПИ, сотрудничает с конструкторскими бюро и заводами Киева, Бердичева, Житомира.

В 1973 году подготовлена к защите и заслушана на спецсовете ММИ КПИ докторская диссертация на тему "Проблемы точности и производительности токарных автоматов", которая, к сожалению, так и не была утверждена ВАК СССР.

В 1974 ... 1979 годах М. Л. Орликов работает в должности профессора, а с 1980 года выходит на пенсию и по договору работает доцентом до последних дней жизни.

В 1970-е годы на кафедре станков КПИ окончательно сформировалась и научная школа по исследованию динамики станков. Возглавил это направление М. Л. Орликов. В 1980 г. он написал один из первых учебников по динамике станков, который выдержал два переиздания.

Направление научно-исследовательских работ М. Л. Орликова - исследование точности и производительности токарных автоматов и разработка их целевых механизмов - во многом был обусловлен спецификой развития регионов Украины, где появились заводы по производству станков-автоматов и, конечно, личным конструкторским опытом.

В 1977 г. В издательстве «Машиностроение» (г. Москва) вышла монография М.Л. Орликова и Ю.Н. Кузнецова «Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков».

Сегодня развитие научной школы М.Л. Орликова привело к появлению работ по созданию токарных модулей на агрегатно-модульном принципе, синтеза зажимных механизмов и устройств автоматического манипулирования объектами автоматов, станков с числовым программным управлением и гибких производственных систем, возглавляемых учеником М. Л. Орликова, профессором Ю. Н. Кузнецовым.

Умер Н. Л. Орликов 6 февраля 1998.

М. Л. Орликов оставил после себя более 120 научных работ, в том числе 10 книг и более 15 авторских свидетельств СССР, касающихся устройств и механизмов для станков-автоматов, первое из которых М. Л. Орликов получил на токарно-револьверный автоматический станок еще в 1947 году (авторское свидетельство СССР № 82658).

Под его руководством 8 аспирантов защитили диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Это Кузнецов Ю.Н., Федоренко И.Г., Суховий Б.Ф., Шишкин В.Н., Азам Ньюш (Афганистан), Нгуен ба Фук (Вьетнам), Козак И.Н., Шевчук В.А.

Его воспитанники Кузнецов Ю.Н., Шишкин В.Н. и Шевчук В.А. и поныне работают на кафедре конструирования станков и машин.