

Ю. Н. Кузнецов, В. Н. Волошин, В. Б. Фиранский,  
О. А. Гуменюк

# Инструментальные Зажимные Патроны

---

Монография  
*под общей редакцией Кузнецова Ю.Н.*

---



Киев – 2012

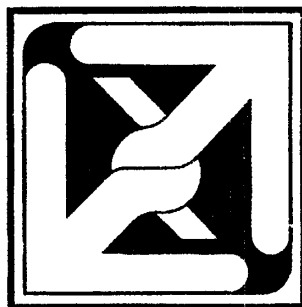
Ю. Н. Кузнецов, В. Н. Волошин, В. Б. Фиранский,  
О. А. Гуменюк

# Инструментальные Зажимные Патроны

---

Монография  
*под общей редакцией Кузнецова Ю.Н.*

---



Киев – 2012

УДК 621.881  
ББК 34.544я2  
К89

Ю. Н. Кузнецов. **Инструментальные зажимные патроны**: Монография / Под ред. Ю. Н. Кузнецова, В. Н. Волошин, В. Б. Фиранский., О. А. Гумеинок.  
К: ООО «ГНОЗИС», 2012. – 286с., ил.  
**ISBN 978-966-2760-00-2**

В монографии изложен многолетний опыт работы в области зажимных механизмов и инструментально-технологической оснастки и посвящена принципам создания, проектированию, исследованиям и эксплуатации инструментальных зажимных патронов для станков, дрелей и другого электроинструмента.

Особое внимание уделено инструментальным зажимным патронам для высокоскоростной, высокопроизводительной и прецизионной обработки.

Расчитана на инженерно-технических работников механосборочного производства, а также может быть полезна преподавателям, аспирантам и студентам машиностроительных специальностей.

Рецензенты: *д.т.н., проф. Братан С.М. – Севастопольский национальный технический университет*  
*д.т.н., проф. Кальченко В.И. – Черниговский национальный технологический университет*  
*д.т.н., проф. Шевченко А.В. – Национальный технический университет Украины „Киевский политехнический институт”*

Рекомендовано Ученым советом Национального технического университета Украины „Киевский политехнический институт” (протокол № 4 от 02.04. 2012 г.)

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

ISBN 978-966-2760-00-2

© Ю. Н. Кузнецов, 2012  
© В. Н. Волошин, 2012  
© В. Б. Фиранский, 2012  
© О. А. Гумеинок, 2012  
© ООО «Гнозис», 2012

# ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	5
Принятые сокращения.....	7
Глава 1. Классификация, основные требования и характеристики зажимных патронов.....	8
1.1. Назначение зажимных патронов и объекты закрепления.....	8
1.2. Структура зажимных патронов и их классификация.....	10
1.3. Основные требования к зажимным патронам.....	16
1.4. Характеристики зажимных патронов и факторы, влияющие на них.....	19
1.5. Взаимодействие зажимных элементов патрона с инструментом.....	25
1.6. Взаимодействие зажимной цанги с корпусом патрона и объектом закрепления.....	33
Литература к главе 1.....	39
Глава 2. Принципы создания зажимных патронов различного назначения..	42
2.1. Иерархия и принципы оптимального проектирования зажимных патронов.....	42
2.2. Комплексный показатель качества зажимных патронов.....	50
2.3. Силовые потоки и контуры в зажимных механизмах, влияющие на принципы зажима.....	57
2.4. Особенности структурно-схемного синтеза зажимных патронов.....	64
2.5. Дифференциально-морфологический метод синтеза зажимных патронов.....	65
2.6. Задачи оптимального синтеза зажимных патронов.....	77
Литература к главе 2.....	80
Глава 3. Инструментальные зажимные патроны (ИЗП) для высокоскоростной и прецизионной обработки.....	83
3.1. Новые технологии обработки резанием.....	83
3.2. Система зажима инструментальных оправок.....	87
3.3. Конструкции ИЗП и оправок для высокоскоростной обработки	110
3.4. Сравнение ИЗП для высокоскоростной обработки.....	134
Литература к главе 3.....	142
Глава 4. Синтез инструментальных зажимных патронов различного назначения.....	145
4.1. Принципы создания ИЗП для высокоскоростной обработки.....	145
4.2. Синтез ИЗП для высокоскоростной обработки.....	149
4.3. Синтез клиновых сверлильных патронов без ключа.....	153
4.4. Синтез эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов.....	161



4.5. Синтез цанговых ИЗП.....	172
Литература к главе 4.....	178
Глава 5. Исследования и балансировка инструментальных зажимных патронов.....	180
5.1. Исследования силовых характеристик клиновых сверлильных и фрезерных патронов без ключа.....	180
5.2. Исследования силовых эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов.....	188
5.3. Компьютерное моделирование эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов.....	194
5.4. Исследования ИЗП с винтовой цангой.....	197
5.5. Балансировка высокоскоростных ИЗП.....	218
Литература к главе 5.....	229
Глава 6. Расчеты инструментальных зажимных патронов.....	231
6.1. Жесткость лепестков цанг.....	231
6.2. Расчет сил зажима вращающегося цилиндрического инструмента.....	239
6.3. Жесткость упругой системы патрон-инструмент (П-И).....	248
6.4. Расчет клиновых сверлильных патронов без ключа.....	255
6.5. Расчет характеристик термомеханических ИЗП.....	257
6.6. Расчет характеристик гидромеханических ИЗП.....	263
Литература к главе 6.....	267
Приложение.....	270

# ПРЕДИСЛОВИЕ

Одной из современных тенденций развития машиностроения является повышение производительности обработки (High Product Cutting) за счет применения новых инструментальных материалов, позволяющих при высокой стойкости инструмента обеспечивать высокоскоростное резание (High Speed Cutting) для лезвийной обработки до 30 м/с, алмазно-абразивной – до 150 м/с и подачах до 0,5 мм/зуб – для чистового фрезерования.

Высокоскоростное резание особенно широко применяется на предприятиях автомобильной, авиакосмической и станкостроительной промышленности при изготовлении сложных деталей, а высокопроизводительная обработка с большими подачами перспективна для изготовления деталей простой формы типа плит.

Актуальным является и высокоточная прецизионная обработка деталей (High Precision Cutting), позволяющая обеспечить размерную точность обработки порядка 0,01 мкм и получить поверхность с шероховатостью  $R_z=0,001$  мкм (1 нанометр), что относится к области нанотехнологий.

Задача повышения производительности и точности металлорежущих станков и автоматических станочных систем требует улучшения характеристик их основных механизмов и инструментально-технологической оснастки.

Объективно складывается такая ситуация, когда при непрерывном совершенствовании структуры станков в целом их механизмы и инструментально-технологическая оснастка значительно отстают, подолгу сохраняя традиционное (порой вековое) исполнение.

Отсутствие прогрессивной технологической оснастки делает станки неконкурентоспособными на мировом рынке, ограничивая их возможности по точности, производительности, широкодиапазонности и быстрой переналаживаемости особенно в условиях мелкосерийного и серийного производства.

Известные инструментальные зажимные патроны (ИЗП), которые применяются в условиях производства для высокопроизводительной обработки отверстий, пазов, фасонных контуров и плоских поверхностей, не всегда отвечают таким требованиям производства как высокая точность, малая энергоемкость и высокое качество обработанной поверхности.

Разработка ИЗП вместо распространенных цанговых патронов с набором (комплект) цанг при обеспечении точности зажима позволяет сократить вспомогательное время на смену цанг, снизить расход материала (конструкционных легированных сталей марок У8-У13, 18ХГТ, 9ХС, 65Г, 60С2А, 60С2ХФА с повышенными упругими свойствами) на изготовление цанг и тем самым трудоемкость изготовления патронов.

Но процесс проектирования ИЗП требует новых методологических подходов, современных методов синтеза и эффективных математических моделей и аналогов.

Учитывая широкий спрос на рынке ИЗП как оснастки для металлорежущих и деревообрабатывающих станков, медицины, слесарного дела, а также для бытовых потребностей, возникает необходимость их дальнейшего совершенствования, исследования, разработки методов расчёта, проектирования и рекомендаций в условиях специализированного производства.

В монографии представлены в основном разработки авторов украинской школы зажимных механизмов, созданной на кафедре конструирования станков и машин Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт» (НТУУ «КПИ»), воспитанники и последователи которой работают в Украине, России, Болгарии, Ливане, Йордании, Вьетнаме и других странах. Кроме того приведены материалы различных предприятий и фирм, специализирующихся по производству инструментально-технологической оснастки, а также различных международных выставок, ярмарок и форумов.

Авторы признательны рецензентам докторам технических наук, профессорам Братану С.М., Кальченко В.И., Шевченко А.В. за поддержку и 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**, а также по e-mail: [info@zmok.kiev.ua](mailto:info@zmok.kiev.ua), [zmok@mail.ru](mailto:zmok@mail.ru).

## ПРИНЯТЫЕ СОКРАЩЕНИЯ

- БПЗМ – быстропереналаживаемый зажимной механизм;  
БПЗП – быстропереналаживаемый зажимной патрон;  
ВСЗП – высокоскоростной зажимной патрон;  
ВСЦП – высокоточный самонастраивающийся цанговый патрон;  
ВЦП – высокоточный цанговый патрон;  
Д – деталь;  
ЗМ – зажимной механизм;  
ЗП – зажимной патрон;  
ЗЭ – зажимной элемент;  
И – инструмент;  
ИЗП – инструментальный зажимной патрон;  
КСП – клиновой сверлильный патрон;  
МГА – многошпиндельный токарный автомат;  
МФЗМ – многофункциональный зажимной механизм;  
ОГА – одношпиндельный токарный автомат;  
ОГАР – одношпиндельный токарно-револьверный автомат;  
П-Д – патрон-деталь;  
П-И – патрон-инструмент;  
ПШМ – передаточно-преобразовательный механизм;  
Пр – привод;  
Пр-П – привод-патрон;  
ПУЗ – передаточно-усилительное звено;  
ПУМ – передаточно-усилительный механизм;  
ПЭ – преобразователь энергии;  
РО – рабочий орган;  
СЗМ – самонастраивающийся зажимной механизм;  
СПрЗ – самонастраивающийся привод зажима;  
СЦП – самонастраивающийся цанговый патрон;  
ТРС – токарно-револьверный станок;  
ТС – токарный станок;  
УЗ – упругое звено;  
УСМ – упругая система механизма;  
УЭ – упругий элемент;  
Ш-П-Д – шпindelь-патрон-деталь  
ШЗМ – широкодиапазонный зажимной механизм;  
ШУЗП – широкоуниверсальный зажимной патрон;  
ЭСП – эксцентриковый сверлильный патрон;  
ЭСФП – эксцентриковый сверлильно-фрезерный патрон.

# ГЛАВА 1. КЛАССИФИКАЦИЯ, ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАЖИМНЫХ ПАТРОНОВ

## 1.1. Назначение зажимных патронов и объекты закрепления

Для получения требуемой точности и производительности формообразования в технологической системе станка должны обеспечиваться координатная связь элементов и сохранение их заданного положения при различных возмущениях. Заданное положение элементов в системе координат станка  $XYZ$  (рис.1.1) сохраняется с помощью зажимных механизмов (ЗМ), устройств и приспособлений. ЗМ при определенном законе формообразования фиксирует заданную связь

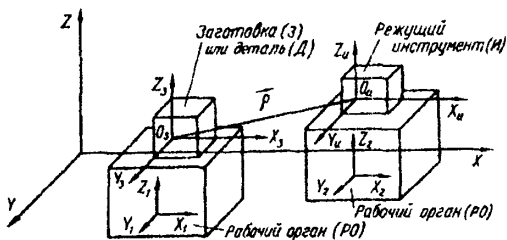


Рис. 1.1. Схема координатных связей основных элементов в технологической системе металлорежущего станка

в виде вектора  $\vec{p}$  между заготовкой (с системой координат  $X_3Y_3Z_3$ ) и режущим инструментом (с системой координат  $X_{И}Y_{И}Z_{И}$ ), которые расположены на подвижных рабочих органах (с системами координат соответственно  $X_1Y_1Z_1, X_2Y_2Z_2$ ) [15, 31].

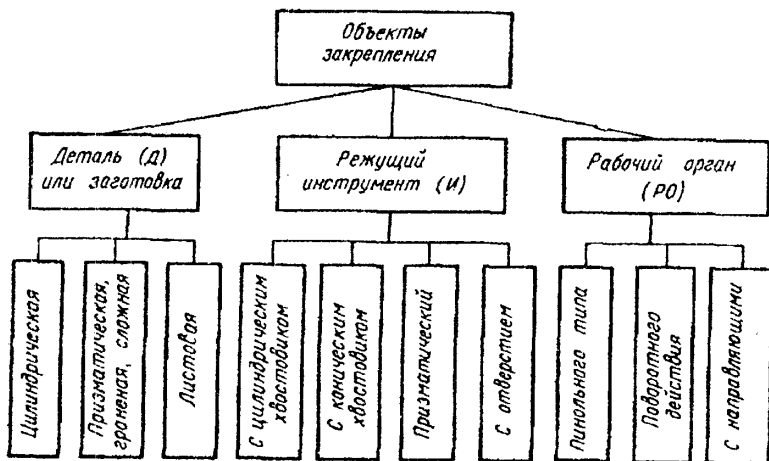


Рис. 1.2. Структура форм объектов закрепления

В автоматическом цикле станка ЗМ выполняет функции зажима — разжима и удержания объекта закрепления в зажатом состоянии в течение процесса резания.

В станках-автоматах и автоматических линиях ЗМ предназначен для закрепления заготовок или деталей (Д), автоматически сменяемых режущих инструментов (И) и подвижных рабочих органов (РО) после их установочных перемещений (рис.1.2). В зависимости от формы зажимаемой поверхности объект закрепления имеет различные базы (конструкторские, сборочные, технологические, направляющие, установочные и др.), подвергается различным возмущениям  $f_i(t)$  и последовательным воздействиям  $f_1(t) \dots f_4(t)$  по циклу (рис.1.3): перемещение (позиционирование, ввод в рабочую зону) и установка в требуемое положение (останов на упоре); зажим; обработка (резание); разжим и отвод (разгрузка) [18].

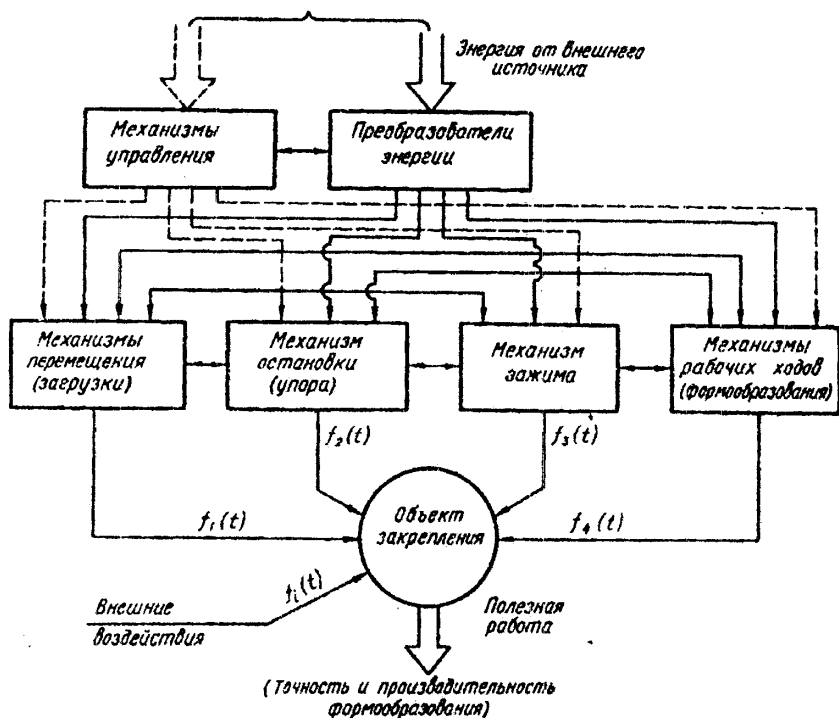


Рис.1.3. Обобщенная схема взаимодействия механизмов с объектом закрепления

Механизированный ЗМ как система состоит из следующих элементов: источник энергии, командное устройство, силовое устройство, связывающие элементы и исполнительное устройство, непосредственно обеспечивающее

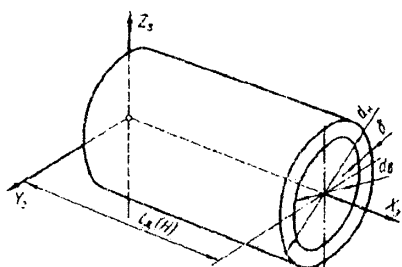


Рис. 1.4. К определению геометрических параметров цилиндрического объекта закрепления

цилиндрическим хвостовиком, рассмотрим сплошные и пустотелые цилиндрические объекты закрепления (рис. 1.4).

Основные размеры цилиндрических деталей можно выразить следующими коэффициентами:

$$\beta = l_0/d_n \text{ (или } H/d_n); \alpha_\delta = d_6/d_n; \alpha_t = \delta/d_n = \frac{1}{2} - \alpha_\delta,$$

где  $l_0$  – длина цилиндрической детали;  $d_i$  – наружный диаметр детали;  $H$  – высота;  $d_6$  – внутренний диаметр пустотелой детали;  $\delta$  – толщина стенки пустотелой цилиндрической детали.

Эти соотношения определяют тип детали, способ ее ориентации, установки и обработки. Нежесткие детали высокой точности классифицируются по значениям коэффициентов взаимосвязи жесткости  $\beta$  и массы и  $\alpha_\delta$ . Все детали разбиты на 4 категории в зависимости от коэффициента жесткости, например, детали типа тел вращения делятся на: цилиндры ( $\beta = 1$ ), диски ( $\beta < 1$ ), кольца ( $\beta < 1, \alpha_\delta < 1$ ), стержни ( $\beta > 1$ ), трубы ( $\beta > 1, \alpha_\delta < 1$ ).

Наружный диаметр  $d = d_n$  хвостовика инструмента ограничен нижним и верхним пределами, установленными государственными стандартами.

## 1.2. Структура зажимных патронов и их классификация

Анализ показал [13], что независимо от назначения, схемы работы и

конструктивного исполнения системы ЗМ имеют общие структурную и функциональную схемы (рис.1.5), включающие источник и преобразователь энергии (ПЭ) в движущие силы (моменты), узел управления (УУ), привод (Пр) с передаточно-усилительными механизмами (ПУМ), упругим (УЗ) и регулировочным (РЗ) звеньями для переноса движущей силы  $S_x$  или момента  $M_{кр}$  и передачи на исполнительный механизм (патрон (П)), преобразующий движущую силу в зажимную  $T_s$ , непосредственно воздействующую на деталь или не сколько деталей. Патрон состоит из передаточно-усилительных звеньев (ПУЗ) и зажимных элементов (ЗЭ), расположенных в одном или нескольких местах. Передаточно-усилительный механизм можно назвать передаточно-преобразовательным (ППМ), так как он преобразует силы и перемещения (силы увеличивает, перемещения уменьшает). В любой системе ЗМ есть подсистемы, которые можно рассматривать как самостоятельные системы [15]. К ним относятся подсистемы привод - патрон (Пр - П) и патрон - деталь (П - Д) или патрон-инструмент (П-И), каждая из которых может быть в свою очередь многозвенной и сложной.

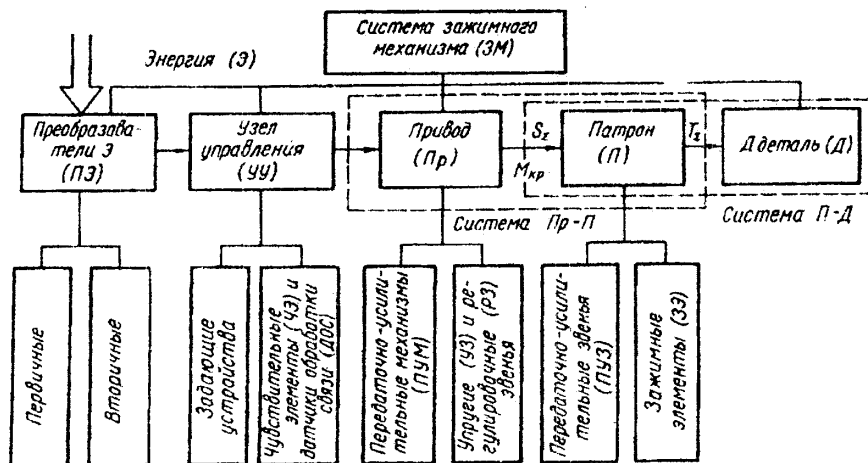


Рис. 1.5. Обобщенная структурно-функциональная схема ЗМ

С позиции системного подхода ЗМ как техническую систему можно представить на различных уровнях иерархии состоящим из подсистем различных уровней [15, 31], т.е. сложная структура системы ЗМ имеет многоуровневое иерархическое деление на все более простые элементы (рис. 1.6).



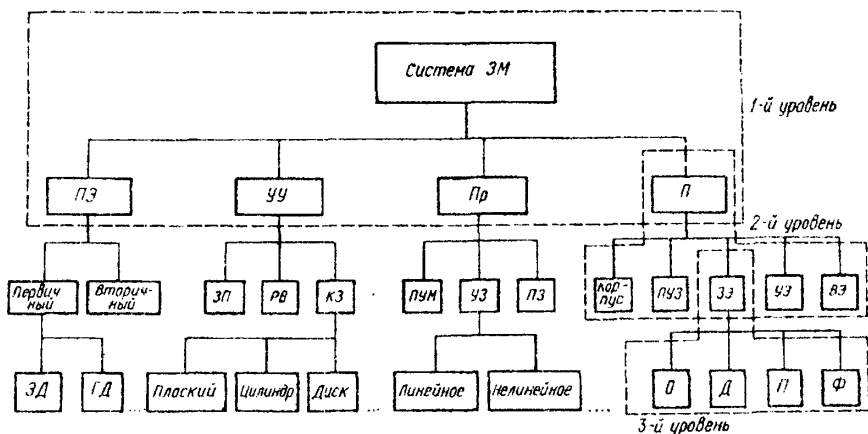


Рис.1.6. Трехуровневые иерархические деления структуры ЗМ с геометрическим замыканием токарного автомата

В структуре зажимного патрона зажимной элемент (ЗЭ) может быть (рис.1.8,б) основным (О), дополнительным (Д), промежуточным (П), фиксирующим (Ф) или комбинированным.

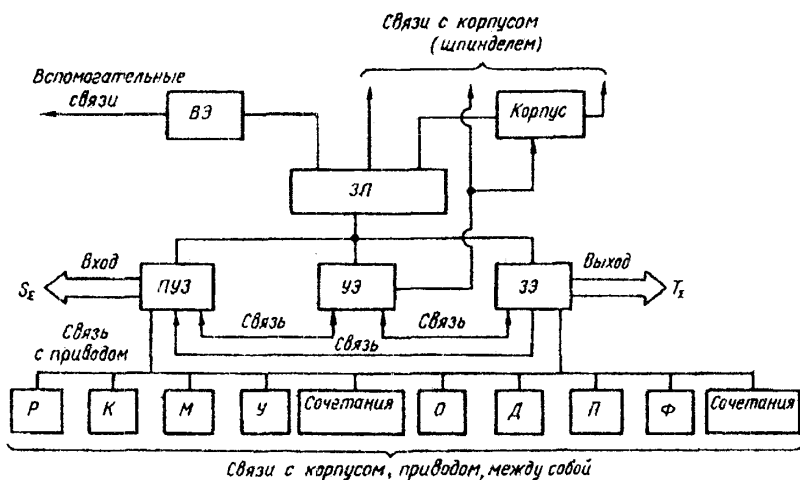


Рис.1.8. Поэлементная структура зажимного патрона механического исполнения: ПУЗ – передаточно-усилительное звено рычажное (Р), клиновое (К), мембранное (М), упругое (У); УЭ – упругий элемент

ЗМ различают в зависимости от [31]:

*источника энергии:* механические, гидравлические, пневматические, вакуумные, электрические, электромеханические, магнитные, электромагнитные, центробежные, электрогидравлические и др.;

*назначения системы:* стационарные или подвижные с прямолинейным и вращательным движением выходного звена (тяги), для универсальных, специальных и специализированных металлорежущих станков, для автоматов, станков с цикловым и числовым программным управлением и т. д.;

*процесса обработки:* для токарных, фрезерных, сверлильных, зубообрабатывающих, шлифовальных и других станков;

*конструктивного исполнения и длины зажимаемой цилиндрической заготовки (рис.1.8):* А – со сквозным отверстием в патроне (П), шпинделе и приводе (Пр); В – со сквозным отверстием в патроне; С – без сквозного отверстия;

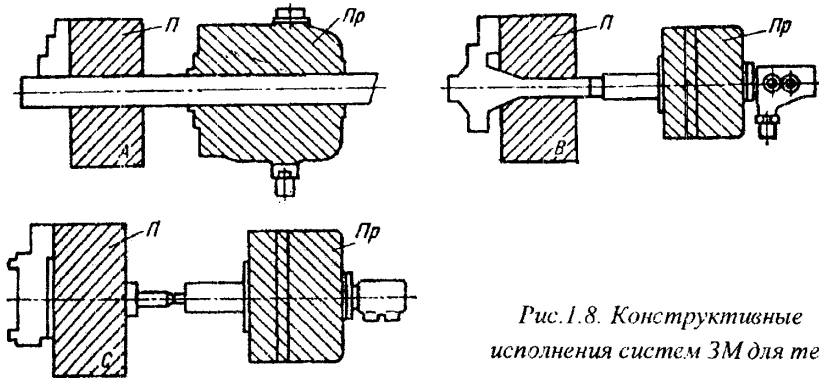


Рис.1.8. Конструктивные исполнения систем ЗМ для тел вращения

*характера замыкания силового устройства:* 1) с неупругим силовым замыканием вследствие действия внешних сил в течение всего периода работы ЗМ в зажатом состоянии, т.е. силовой контур ЗМ открыт и всегда связан с источником и преобразователями энергии (рис.1.9,а); 2) с упругим силовым замыканием за счет потенциальной энергии сжимаемого при разжиге упругого звена в виде пружины или пакета тарельчатых пружин (рис.1.9,б); 3) с геометрическим замыканием, при котором сила зажима определяется натягом (упругой деформацией) цепи, отключенной от привода, в сторону объекта закрепления (рис.1.9,в,г); 4) с фрикционным замыканием в виде самоторможения (рис.1.9,д,е), определяемым геометрией передаточных звеньев и обеспечивающим возрастание силы трения с отключением нагрузки от привода

после достижения требуемой величины силы зажима и заклинивания: комбинированные (рис.1.9,ж.з).

ЗМ с геометрическим и фрикционным замыканием более экономичны, так как имеют закрытый силовой контур, отключенный от источника энергии. Один ЗМ может иметь различные типы замыкания: силовое, геометрическое и фрикционное. Такие ЗМ относятся к комбинированным. В последнее время появились ЗМ переменной структуры [27, 31, 32], к которым можно отнести самонастраивающиеся, многофункциональные, с автоматическим регулированием характеристик и с автоматическим переключением кинематических цепей. .

*Неупругое силовое замыкание* (рис.1.9,а) осуществляется с помощью объемных сил давления жидкости, газа, магнитных, центробежных и электростатических сил, что определяет его стабильность независимо от отклонения размеров заготовки, возможность бесступенчатого и автоматического регулирования силы зажима [9, 13–16, 6] изменением давления, -

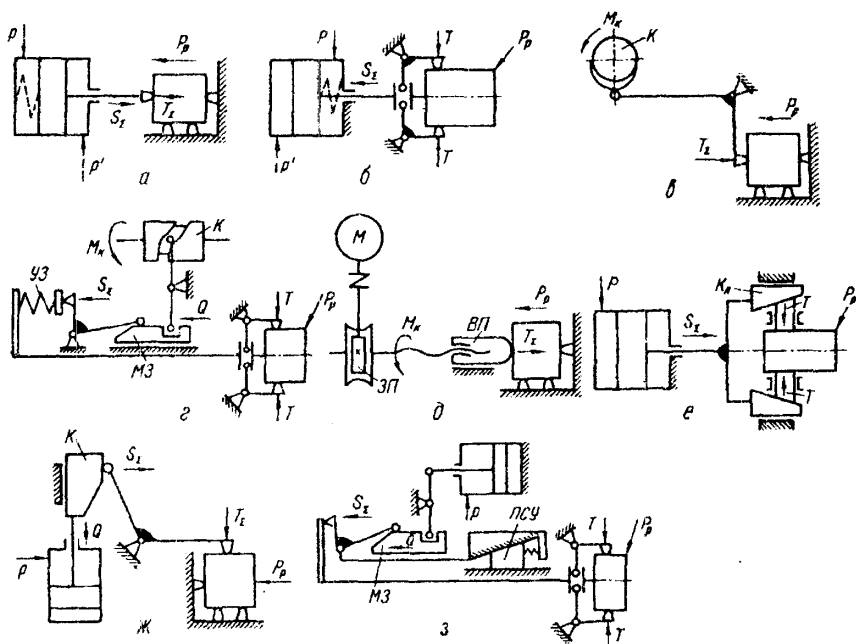


Рис.1.9. Схемы ЗМ: а, б — с силовым замыканием; в, г — с геометрическим замыканием; д, е — с самоторможением; ж, з — комбинированных

напряженности магнитного или электростатического поля, изменением центра тяжести инерционной системы и т.д. Недостатком неупругого силового замыкания является большой расход электроэнергии и низкая надежность при отключении питания, что требует дополнительных предохранительных средств.

Этот недостаток отсутствует в ЗМ с *упругим силовым замыканием* (рис.1.9,б), если зажим осуществляется пружиной, а разжим – давлением жидкости или воздуха. Такие ЗМ неудобны для автоматического регулирования силы зажима. Стабилизация силы зажима при отклонении размеров зажимаемых инструментов достигается увеличением длины пружины или подбором пакета пружин с нелинейной характеристикой [26].

Силовое замыкание прямого действия (рис.1.9,а) осуществляется без передаточно-усилительных, преобразовательных и самотормозящих передаточных звеньев. В этом случае осевая сила  $S_z$  от привода равна нормальной (радиальной) силе зажима  $T_z$ , поэтому дополнительных исполнительных органов не требуется. Если сила резания, направленная против силы зажима, больше  $S_z$  и силы трения, то шток перемещается на большую величину [8], смещаясь сначала на величину упругих деформаций звеньев и контактов, т.е. на величину предварительного натяга. Наличие в ЗМ с силовым замыканием патронов с замкнутым силовым контуром (кулачковых, клиновых, цанговых и др.) исключает или значительно уменьшает перемещения передаточного звена – штока при действии сил резания  $P_p$  (рис.1.9,б).

*Геометрическое замыкание* осуществляется за счет геометрической формы деталей – кулачков К (рис.1.9,в) и муфт зажима МЗ (рис.1.9,г), имеющих фасонный участок с подъемом и участок постоянного радиуса или высоты, на котором происходит замыкание [26]. Геометрическое замыкание может быть жестким, т.е. без дополнительного упругого звена (рис.1.9,в), и упругим, т.е. с дополнительным упругим звеном УЗ (рис.1.9,г), имеющим линейную или нелинейную характеристику. Система ЗМ может иметь несколько элементов с геометрическим замыканием, например, кулачок К на распределительном валу и муфту МЗ на шпинделе (рис.1.9,г), что широко распространено в токарных прутковых автоматах. Основными достоинствами геометрического замыкания являются быстроедействие, экономичность и надежность, а недостатками – короткий ход штока или трубы зажима и нестабильность силы зажима, зависящая от отклонений диаметров зажимаемых объектов и жесткости звеньев ЗМ.

Эти недостатки отсутствуют в ЗМ с *фрикционным замыканием* (самоторможением), так как они имеют в приводе или патроне самотормозящие винтовые (ВП), червячные зубчатые (ЗП) и клиновые (Кл) передачи

(рис.1.9,д,е) или выполняются в виде фрикционных муфт [1, 27, 31]. Основными достоинствами таких ЗМ являются большой ход и постоянная (регламентируемая) сила зажима, ограниченная предохранительным звеном (муфта предельного момента или напорный золотник), недостатком – недолговечность самотормозящих элементов по износу.

*Комбинированный* ЗМ с сило-геометрическим замыканием постоянной структуры изображен на рис.1.9,ж, а переменной структуры с подвижным самотормозящим упором (ПСУ) [27] – на рис.1.9,з.

Вид производства и технический уровень производства определяют конструктивные формы механизмов загрузки и закрепления заготовок, начиная с элементов технологической оснастки и до узлов, являющихся неотъемлемой частью универсального станка, автомата (или станка с ЧПУ), станочной системы. С этой точки зрения возможна обобщенная классификация механизмов установки заготовок на станках (рис. 1.11) [25, 6, 1].

Исполнительный элемент является основной частью любой системы ЗМ. К исполнительным элементам относится зажимной патрон с зажимными элементами, взаимодействующими непосредственно с объектом закрепления. От конструкции и характеристик зажимного патрона зависят характеристики ЗМ, а также технико-экономические показатели станка: точность, производительность и стабильность обработки. Исполнительная часть ЗМ выполняется в виде тисков, самотормозящих втулок, цапг, патронов и т.д.

### **1.3. Основные требования к зажимным патронам**

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. Надежность закрепления 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. Быстродействие ЗМ позволяет сократить вспомогательное время на установку, закрепление заготовок и сьем обработанных деталей, установку и закрепление подвижных узлов и режущих инструментов в автоматическом цикле работы.

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, исключаящие 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.

К основным требованиям следует отнести [5, 8, 18, 26]: силу зажима; жесткость упругой системы механизма (УСМ); радиальную, осевую и угловую точность; быстродействие, долговечность; прочность; надежность; технологичность; компактность; безопасность работы.

Кроме основных, к ЗМ предъявляются также дополнительные и специальные требования: быстрая сменность и переналадиваемость, легкость регулировки, широта диапазона, защищенность, ремонтпригодность, возможность автоматической регулировки параметров зажима или дистанционного управления, бесшумность 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 к зажимным патронам (ЗП).

Создаваемая в процессе резания сила действует одинаково на инструмент и заготовку. Основную проблему составляет закрепление инструмента при высоких частотах вращения. Инструмент в основном удерживается в ЗП за счет сил трения и сцепления, которые изменяются в широком диапазоне. Силы зажима инструмента 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 и напряжения в ЗП и приводе.

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 ЗП. В этом случае необходимо обеспечить в проектируемой конструкции возможность регулирования сил зажима. При создании таких ЗП 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, размеров и 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  $K_{зап}$ , на который умножают рассчитанные значения сил зажима. Коэффициент запаса  $K_{зап}$  в основном принимают равным 1,5...2; если силы резания отжимают заготовку от базирующих поверхностей, то  $K_{зап} \geq 2,5$ . Рекомендуется [8] принимать  $K_{зап}$  равным произведению коэффициентов, отражающих конкретные условия обработки. В соответствии с этим  $K_{зап}$  может изменяться от 1,5 до 8.

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

Деформация системы рассчитывается по упругим характеристикам отдельных элементов и контактной жесткости стыков между ними [3, 6, 21, 28]. 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 шабренных 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.

Составляющие сил резания могут вызывать прокручивание инструмента от крутящего момента резания, проскальзывание от осевых сил резания,

поворот относительно точки опоры от изгибающих моментов, а также смещения от сочетаний действия этих составляющих.

По быстрдействию 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.

#### 1.4. Характеристики зажимных патронов и факторы, влияющие на них

Требования к ЗМ могут быть выражены количественно через соответствующие характеристики (табл. 1.1) [15, 31, 33].

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  $\Phi$  определяется ее средним значением  $\Phi_{cp}$  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  $\Phi_{\max}$ ,  $\Phi_{\min}$  и  $\Phi_i$  – 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  $\sigma_{\Phi}^2$ :

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

Относительный разброс характеристик определяют различными коэффициентами и показателями (табл. 1.2.). Например, суммарную радиальную силу зажима инструмента с отклонением диаметра  $\Delta d$  хвостовика можно определить средним значением этой силы  $T_{\Sigma} = 0,5(T_{\Sigma\max} - T_{\Sigma\min})$ , показателем нестабильности  $\varepsilon_T = \Delta T / \Delta d = (T_{\Sigma\max} - T_{\Sigma\min}) / (d_{\max} - d_{\min})$ , 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.

Таблица 1.1. Характеристики ЗМ и ЗП

Показатель	Обозначение
<b>Кинематические и размерные характеристики</b>	
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:	$x_m$
Рабочий диапазон диаметров инструмента, мм, зажимаемых (обрабатываемых) в конкретной модели станка	$\Delta \bar{D}$
Рабочий диапазон диаметров патрона без переналадки, мм	$\Delta \bar{d}$
Максимальное отклонение диаметров инструмента без переналадки патрона, мм	$\Delta d$
<b>Силовые и энергетические характеристики</b>	
<b>Патрон</b>	
Радиальная сила на один зажимной элемент, Н	$T$
Суммарная радиальная сила зажима, Н	$T_\Sigma$
Момент сцепления, удерживающий инструмент от прокручивания, Н·м	$M_{np}$
Осевая сила сцепления, удерживающая инструмент от проскальзывания, Н	$P_{np}$
Момент сцепления, удерживающий инструмент от вырыва, Н·м	$M_a$
<b>Привод</b>	
Осевая сила на один зажимной элемент, Н	$S$
Суммарная осевая сила зажима, Н	$S_\Sigma$
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	$N_T$
Коэффициент полезного действия:	
патрона	$\eta_n$
привода	$\eta_{np}$
механизма	$\eta_m$

Показатель	Обозначение
<b>Жесткостные характеристики</b>	
Патрон — инструмент	
Отжатие инструмента на вылете от силы, мм	$U_p$
Осевое отжатие от силы, мм	$x_o$
Коэффициент заделки инструмента	$\beta_j$
Угол поворота оси инструмента относительно оси шпинделя от момента, рад	$v_u$
Угол закручивания инструмента относительно шпинделя от момента, рад	$v_k$
Зона нечувствительности при двухстороннем нагружении заготовки, мм	$z_o$
Жесткость:	
радиальная, Н/мм	$j_p$
изгибная, Н/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	$C_n$
осевая, Н/мм	$C_o$
упругого элемента, Н/мм	$C_{y,z}$
Привод	
Жесткость:	
упругой системы механизма, Н/мм	$C_y$
привода без упругого звена, Н/мм	$C_{np}$
упругого звена, Н/мм	$C_{y,z}$
<b>Точностные характеристики (погрешности зажима)</b>	
<b>системы патрон - инструмент</b>	
Радиальное биение на вылете, мкм	$\Delta_p$
Угол перекоса оправки, рад	$v_o$
Конусность зажима	$K$
Осевое смещение инструмента при автоматическом зажиме, мкм	$\Delta_o$
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.	

При коэффициенте охвата  $K_0 < 0$  патрон с рабочим диапазоном диаметров  $\bar{\Delta}d$  не может закреплять инструмента в рабочем диапазоне диаметров станка  $\bar{\Delta}D$ . 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 инструмента. В последнем случае коэффициент  $K_0$  можно рассматривать как показатель запаса на износ рабочей поверхности зажимных элементов патрона при условии, что зажимаются инструменты одного номинального диаметра с соответствующими отклонениями. 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	$\varepsilon_\phi$	$\Delta\Phi/\Delta d$
Показатель дискретности (комплектности)	$K_K$	$n/\bar{n} = \left(\left \Delta\bar{D}\right  + 1\right)/\bar{n}$
Коэффициент:		
неравномерности	$\delta_\phi$	$\Delta\Phi/\Phi_{cp}$
стабильности	$K_\phi$	$\Phi_{min}/\Phi_{max}$
разброса (перегрузки)	$\lambda_\phi$	$\Phi_{max}/\Phi_{min} = 1/K_\phi$
охвата	$K_0$	$\Delta\bar{d}/\Delta\bar{D}$
широкодиапазонности	$\delta_d$	$\Delta\bar{d}/d_{cp}$ или $\Delta\bar{d}/(d_{cp} + d_0)$
качества патрона по широкодиапазонности	$\varepsilon'_K$	$\Delta_d/\delta_\phi$
<p>Примечание. Условные обозначения: <math>\bar{d}_{cp}</math>, <math>\bar{d}_0</math> – средний и начальный диаметры рабочего отверстия патрона; <math>n = \left \Delta\bar{D}\right  + 1</math> – количество целочисленных номиналов диаметров инструментов, зажимаемых в рабочем диапазоне станка; <math>\bar{n}</math> – количество целочисленных номиналов диаметров, охватываемых патроном без его переналадки или смены (при <math>\bar{n} &lt; 1</math> принимают <math>\bar{n} = \left \Delta\bar{d}\right /\bar{n}</math>); <math>\left \Delta\bar{D}\right </math>, <math>\left \Delta\bar{d}\right </math> – безразмерные значения <math>\Delta\bar{D}</math> и <math>\Delta\bar{d}</math>; <math>K_K</math> округляют до ближайшего большего целого числа.</p>		

В основном о характеристиках ЗМ судят по характеристикам конечного звена – патрона.

При последовательном соединении элементов в системе ЗМ, патрона и привода

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

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

Силовые характеристики ЗМ должны быть такими, чтобы противодействовать силам и моментам резания при обработке инструментом, вращающейся с частотой  $n(\omega)$  (рис.1.10,а). При обработке заготовок, удерживаемых за счет сцепления (силы  $T_{\mu 1}$ ,  $T_{\mu 2}$ ,  $T_{\mu 3}$ ) с зажимными элементами, составляющие сил резания  $P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_z$ ,  $P_{\text{св}}$  и момент  $M_{\text{св}}$  могут вызывать: прокручивание заготовки от крутящего момента резания  $M_p$ , проскальзывание от осевых сил резания  $P_n$ , поворот относительно точки опоры от изгибающих моментов  $M_{\text{из}}$ , а также смещение от различных сочетаний действия этих составляющих. Для вращающихся обрабатываемых заготовок сравнительно высокой жесткости основная характеристика – необходимая радиальная сила зажима  $T_{\Sigma}$ , определяется при соблюдении следующих условий: 1)  $M_{np} > M_p$ ; 2)  $P_{np} > P_p$ ; 3)  $M_n > M_{\text{из}}$ .

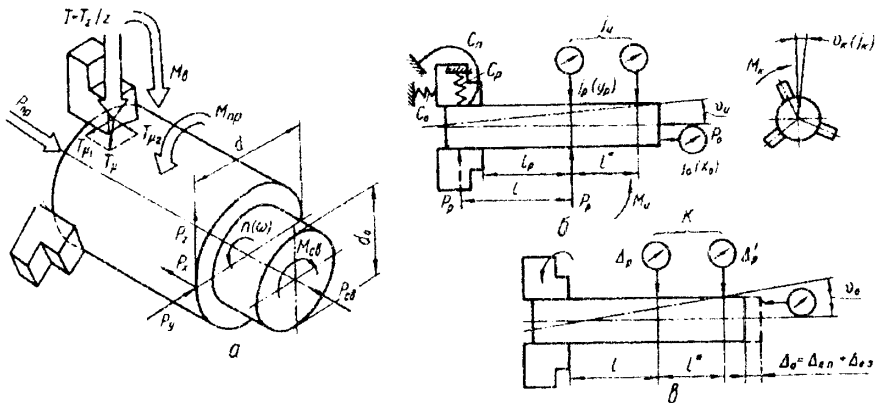


Рис. 1.10. К определению силовых (а), жесткостных (б) и точностных (в) характеристик зажима

При вращении инструмента на неуравновешенные элементы зажимного патрона действует центробежная сила  $F_{\omega k} = m\omega^2 R_k$ , которая приводит к уменьшению радиальной силы зажима на величину  $\Delta T_{\sigma} = T - T_{\omega}$  (рис.1.11).

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  $n_{np}$  ( $\omega_{np}$ ), которая по условиям эксплуатации с точки зрения техники безопасности должна быть не менее  $2/3 T$ .

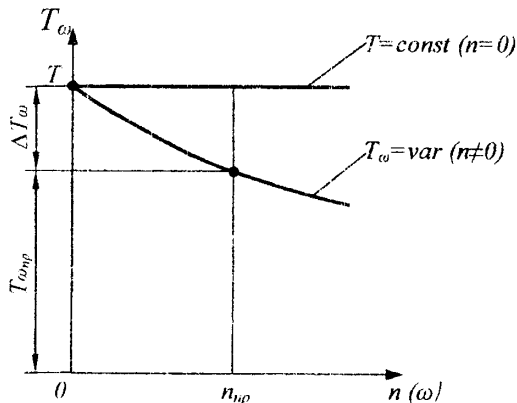


Рис. 1.11. График изменения радиальной силы зажима с учётом влияния центробежных сил

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):

$$K_{T\omega} = \frac{T_{\omega}}{T} = \frac{T_{\Sigma\omega}}{T_{\Sigma}} = \frac{T - \Delta T_{\omega}}{T} = 1 -$$

$$K_{T\omega} = \frac{T_{\omega}}{T} = \frac{T_{\Sigma\omega}}{T_{\Sigma}} = \frac{T - \Delta T_{\omega}}{T} = 1 - \frac{\Delta T_{\omega}}{T} = 1 - \lambda_{T\omega} \text{ где}$$

$$\lambda_{T\omega} = \Delta T_{\omega} / T = \Delta T_{\Sigma\omega} / T_{\Sigma} \quad \lambda_{T\omega} = \frac{\Delta T_{\omega}}{T} = \frac{\Delta T_{\Sigma\omega}}{T_{\Sigma}} \quad \text{— показатель уровня падения выходной силовой характеристики.}$$

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

Для определения жесткостных характеристик  $j_p, j_u, j_o, j_s, C_p, C_n, C_o$  упругие отжатия оправки (рис. 1.10, б) измеряют индикаторами на определенных вылетах  $l_p$  нагружения силами  $P_p$  и  $P_o$ , соответствующими реальным условиям обработки, т. е. реальным значениям и плечам приложения сил резания. По величинам упругих отжатий  $y_p, v_u, x_o, v_k$  определяют жесткости:  $j_p = P_p / y_p, j_u = M_u / v_u = P_p l_p / v_u, j_o = P_o / x_o, j_k = M_k / v_k$ .

Точностные характеристики ЗМ определяют его способность сохранять положение инструмента после смены. Эти характеристики оценивают погрешностями изготовления самого патрона, погрешностями установки и

закрепления, которые определяют величинами нарушенного положения зажатого инструмента  $\Delta_p$  на вылете  $l$ ,  $K^2 = 2v_{\sigma} = 2(\Delta_p - \Delta'_p)/l^*$ ,  $\Delta_{\sigma,л}$ ,  $\Delta_{\sigma,з}$ ,  $\Delta_{\sigma}$ , (рис.1.10,в).

Все факторы, влияющие на величины и отклонения основных характеристик ЗМ (силу, жесткость, точность, быстродействие), можно разделить на четыре основные группы [2, 8, 16, 17, 24, 31]: I – параметры инструмента (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 патрон – инструмент (П – И); 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); IV – взаимодействие по циклу и нагрузке с другими механизмами станка.

### 1.5. Взаимодействие зажимных элементов патрона с инструментом

В месте сопряжения поверхности зажимного элемента с зажимаемым объектом (заготовкой, инструментом) возникают три вида контрактных деформаций: упругие, пластические и упруго-пластические. Упругие деформации возникают при нормальных напряжениях (давлениях), не превышающих предел упругости, а пластические – при закреплении мягких поверхностей и при достижении нормальными напряжениями предела упругости. По мере взаимного сближения зажимного элемента с объектом закрепления давления в стыке возрастают и упругие контакты переходят в пластические. Может быть и наоборот: сначала возникают пластические деформации при кромочном контакте, а затем при увеличении площади контакта – упругие. Данный случай возможен тогда, когда зажимной элемент захватывает инструмент, диаметр  $d$  (радиус кривизны  $r$ ) которого на 0,2...0,5 мм больше диаметра  $d_0$  (радиуса кривизны  $r_0$ ) рабочего отверстия зажимного элемента [17].

Контактные сближения  $h_k$  в сопряжении зажимного элемента с объектом закрепления зависят от материала и формы (радиусов кривизны  $r_0$  и  $r$ ) поверхностей контакта деталей, углов продольного  $\vartheta$  и поперечного  $\gamma$  внедрения, равных угловым зазорам при неполном контакте, нормальной силы

$$K = \sum_{i=1}^n \alpha_i K_i / [K_i] \rightarrow \min (\max), \quad (2.1)$$

где  $\alpha_i$  - весовые коэффициенты, принимающие большие значения в соответствии с важностью критериев и определяемые ранжированием, построением матрицы парных сравнений на основе интуиции специалиста или сравнением «контрольных оценок» по предпочтительности с составлением системы равенств и неравенств для целевой функции с неизвестными  $\alpha_i$  [25].

Согласно [28] каждая ситуация при выборе принципа зажима, структуры, схемы и конструкции ЗП может быть охарактеризована векторной оценкой частных показателей силы  $K_c$ , жесткости  $K_{ж}$ , точности радиальной  $K_{mp}$ , и осевой  $K_{mo}$ , быстродействия  $K_{\delta}$ , быстроходности  $K_{\delta x}$ , долговечности  $K_{\delta}$ , широкодиапазонности  $K_{ш}$ , прочности  $K_{п}$ , металлоемкости  $K_{м}$  и технологичности  $K_{т}$ :

$$K = (K_c, K_{ж}, K_{mp}, K_{mo}, K_{\delta}, K_{\delta x}, K_{\delta}, K_{ш}, K_{п}, K_{м}, K_{т}). \quad (2.2)$$

В тех случаях, когда задачи синтеза (уровни I-II, иногда III) трудно формализуемы из-за большого количества неопределенностей (нечеткой информации) приходится обращаться к экспертизе и неформальным процедурам [3, 27]. Приведение отдельных показателей (критериев) к однородному виду возможно при оценке их в одной порядковой шкале по принципу – более выгодному значению показателя соответствует больший вес (оценка, балл) [9, 28].

Применительно к ЗМ удобнее всего все частные показатели с сохранением физического их смысла привести к такому однородному безразмерному виду, при котором каждый из них в идеальном случае стремился бы к 1 в интервале 0–1 (табл. 2.3)

При выборе благоприятного варианта из множества перебираемых  $m$  ЗП. характеризующих  $n$  важными свойствами, составляется матрица:

$$K = \begin{pmatrix} K_1^{(1)} & \dots & K_k^{(1)} & \dots & K_n^{(1)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ K_1^{(i)} & \dots & K_k^{(i)} & \dots & K_n^{(i)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ K_1^{(m)} & \dots & K_k^{(m)} & \dots & K_n^{(m)} \end{pmatrix} \quad (2.3)$$

где элемент  $K_k^{(i)} (i=1,2,\dots,m, k=1,2,\dots,n)$  представляет некоторое число, характеризующее качество  $i$ -го ЗП с точки зрения  $k$ -го свойства. При этом, если  $K_k^{(i)} = K_k^{(j)}$ , то  $i$ -тый и  $j$ -тый ЗП считаются равноценными с точки зрения  $k$ -го показателя качества (критерия). Устанавливаемое отношение предпоч-

$T$  и площади контакта  $F_k$  (или нормального давления  $\sigma = T / F_k$ ) [13]. В зависимости от этих параметров контакты могут быть точечными, линейными, кромочными и др. (рис. 1.12). Возможны и другие виды контакта, например, при зажиме фигурных поверхностей инструмента.

В цанговом ЗП для повышения силы зажима, момента, удерживающего инструмент от прокручивания; силы, препятствующей проскальзыванию заготовки, диаметр  $d_0$  рабочего отверстия цанги выполняют меньше диаметра  $d$  зажимаемого инструмента. Это приводит к возникновению кромочных контактов при положительном смещении  $y_0$  оси рабочего отверстия цанги относительно оси инструмента.

Определение контактных сближений аналитическими методами в каждом конкретном случае является очень сложным и трудоемким. В теории упругости и пластичности для некоторых видов контакта отсутствуют результаты определения контактных сближений и площади контакта, особенно при взаимодействии конических поверхностей с внутренним охватом, характерным для цанговых ЗП.

Для получения эмпирических зависимостей экспериментально установлено влияние различных факторов на контактные сближения  $h_k$  между зажимным элементом и инструментом [13, 15]. Наименьшие значения сближения  $h_k$  имеет при отсутствии отклонения диаметра  $d$  инструмента от диаметра  $d_0$  рабочего отверстия зажимного элемента ( $\Delta d = d - d_0 = 0$ ) и углового зазора в продольном сечении ( $\vartheta = 0$ ), что вызвано большой площадью контакта и малыми удельными давлениями, которые в зоне контакта вызывают только упругие деформации.

С уменьшением диаметра инструмента ( $\Delta d < 0$ ) при угловом зазоре  $\vartheta = 0$  параметр  $h_k$  увеличивается незначительно; зависимость носит почти линейный характер. При уменьшении диаметра инструмента ( $\Delta d < 0$ ) контакт происходит посередине зажимного элемента, ширина области контакта уменьшается, а удельные давления и  $h_k$  увеличиваются. При  $d > d_0$  сближение  $h_k$  возрастает очень быстро с ростом  $\Delta d$  в связи с наличием кромочного контакта и появления больших удельных давлений, достигающих предела текучести. В контактных поверхностях возникают упруго-пластические деформации. При увеличении нормальной силы  $T$  при выборке зазоров, определяемых разностью диаметров  $\Delta d$ , площадь контакта увеличивается, давления уменьшаются и начинают преобладать упругие деформации. Для повышения жесткости системы П–И необходимо создать радиальную силу зажима, выбирающую все зазоры за счет контактных сближений и обеспечивающую



наименьшую податливость сопряжения между зажимным элементом и инструментом.

Таблица 1.3. Контактные сближения  $h_k$ , мкм, жесткость стыка  $C_K$ , Н/мкм, зажимного элемента с объектом закрепления

Схема	Формула	Условия
Рис.1.12, з, д, к, л	$h_k = A_m \frac{T^m}{F_k^m} = BT^m$ $C_K = \frac{F_k^m}{A_m} T^{m-1} = \frac{T^{1-m}}{B}$	$\Delta d = 0$ $(r = r_0)$ $\vartheta = 0$
Рис.1.12, е, м	$h_k = T \left( A_m \frac{T^m}{F_k^m} + A_9 \vartheta \right) \approx TA_9 \vartheta$ $C_K = \frac{F_k^m}{A_m T^{m-1} + F_k^m A_9 \vartheta} \approx \frac{1}{A_9 \vartheta}$	$\Delta d = 0$ $(r = r_0)$ $\vartheta \neq 0$
Рис.1.12, а-в, ж-и	$h_k = T \left( \frac{A_d}{b} \Delta d + A_9 \vartheta + A_\gamma \frac{\gamma_0^2}{\gamma_a} \right)$ $C_K = \frac{1}{\frac{A_d}{b} \Delta d + A_9 \vartheta + A_\gamma \frac{\gamma_0^2}{\gamma_a}}$	$\Delta d \neq 0$ $(r \neq r_0)$ $\vartheta \neq 0$

Примечание:  $C_K = T/h_k$ ;  $B = A_m/F_k^m$ ;  $A_m$  - коэффициент, зависящий от материала и шероховатости поверхности (табл.1.4);  $A_d$ ,  $A_9$  и  $A_\gamma$  - коэффициенты, зависящие от отклонений диаметра инструмента, характера продольного и поперечного внедрения (табл.1.4);  $m$  - показатель степени, равный 0,5 при плоском и 0,6 при круговом взаимодействии стальных деталей (табл.1.4);  $F_k$  - номинальная площадь контакта, см<sup>2</sup>, при зажиме круглой поверхности  $F_k = \pi d \gamma_0 b / 180^\circ$ , а при зажиме плоской -  $F_k = ab$ ;  $d$  - диаметр инструмента;  $a$  и  $b$  - ширина и длина рабочей части зажимного элемента;  $\gamma_0$  - половина угла обхвата инструмента зажимным элементом,  $\gamma_0 = \arcsin a/d$  или  $\gamma_0 = 180^\circ/z - \arcsin t/d$ ;  $z$  - количество зажимных элементов или разрезов в цанге;  $t$  - расстояние между зажимными элементами или ширина разреза (шлица) губки цанги;  $\gamma_a$  - угол кромочного внедрения зажимного элемента в инструмент в поперечном сечении.

При угловом зазоре  $\vartheta = 0$  между зажимным элементом и инструментом образуются линейные и поверхностные контакты, а следовательно, меньшие удельные давления. Появление незначительных угловых зазоров  $\vartheta$  в продольном сечении, особенно до  $1^\circ$ , приводит к резкому уменьшению площади контакта. При дальнейшем увеличении угла  $\vartheta$  уменьшению площади контакта и увеличению контактных сближений менее ощутимо. Например, для стальной оправки  $d = d_0 = 40$  мм ( $\Delta d = 0$ ) при  $T = 20$  кН контактное сближение при  $\nu = 0^\circ$ ;  $1^\circ$  и  $2^\circ$  соответственно  $h_k = 3,3$ ; 21 и 24 мкм. С увеличением угла охвата  $2\gamma_0$  (или уменьшение угла внедрения  $\gamma_a = 90 - \gamma_0$ ) при  $\Delta d \neq 0$  контактное сближение  $h_k$  увеличивается; зависимость носит примерно линейный характер.

В процессе зажима инструмента контактные сближения и контактная жесткость изменяются и в зависимости от вида контакта (рис.1.12) определяются по формулам, приведенным в таб.1.3 и 1.4.

Таблица 1.4. Значения коэффициентов  $A_m$ ,  $A_d$ ,  $A_g$ ,  $A_\gamma$  и показателя степени  $m$  для различных пар контактирующих поверхностей

Отклонение диаметра $\Delta d$	Контактирующая пара (зажимной элемент-инструмент)	$A_m$	$m$	$A_{\delta_0}$ , мкм/кН	$A_{\delta_0}$ , мкм/(кН·град)	$A_{\gamma_0}$ , мкм/(кН·град)
$\Delta d > 0$	Каленая сталь – сталь нетермообработанная	0,13	0,6	20	1,3	0,04
	Каленая сталь – дуралюмин	0,18	0,6	48	1,7	0,07
	Каленая сталь – свинец	0,0018	2,5	-	-	-
$\Delta d = 0$	Каленая сталь – сталь нетермообработанная	0,13	0,6	0	0,65	0
	Каленая сталь – дуралюмин	0,18	0,6	0	0,9	0
	Каленая сталь – свинец	0,0018	2,5	-	-	-
$\Delta d = 0$	Каленая сталь – сталь нетермообработанная	0,13	0,6	12	1,1	0
	Каленая сталь – дуралюмин	0,18	0,6	12	1,6	0
	Каленая сталь – свинец	0,0018	2,5	-	-	-

Для расчета коэффициентов сцепления  $\mu_1$  ( $\mu_2$ ) при прокручивании (проскальзывании) принято предположение о том, что момент (сила) сцепления, направленный в сторону, противоположную моменту (силе), вызывающему нарушение фрикционной связи (упругое оттеснение, пластическое оттеснение, микрорезание), представляет собой сумму моментов (сил) нормального и тангенциального сопротивления поверхностных слоев, а также момента (силы) трения [10, 11]. Сила сцепления  $P_{счм}$ , создающая момент сцепления и направленная по касательной к поверхности заготовки в плоскости, перпендикулярной ее оси, соответствует моменту прокручивания  $M_{np}$  и коэффициенту сцепления (трения)  $\mu_1$  (рис.1.13,а,в):

$$M_{np} = 0,5P_{счм}d = M_{сн} + M_{ст} + M_T = 0,5(P_{снМ} + P_{стМ} + F_{ТМ})d, \quad (1.3)$$

$$\mu_1 = 2M_{np} / dTz, \quad (1.4)$$

где  $d$  - диаметр заготовки в месте зажима;  $M_{сн}$  и  $M_{ст}$  - моменты сил нормального и тангенциального сопротивления;  $M_T$  - момент трения;  $P_{снМ}$  и  $P_{стМ}$  - силы нормального и тангенциального сопротивления, создающие соответственно моменты  $M_{сн}$  и  $M_{ст}$ ;  $z$  - число зажимных элементов;  $T$  - радиальная сила зажима инструмента одним зажимным элементом.

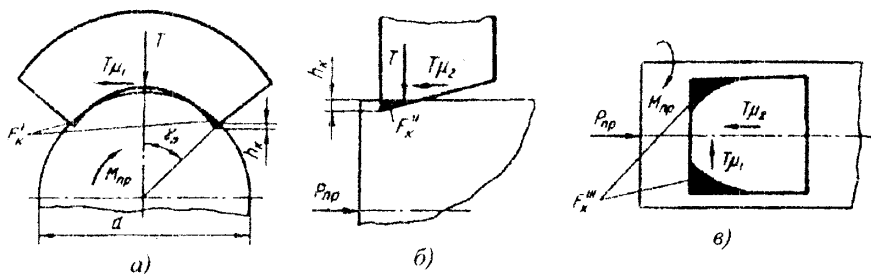


Рис.1.13. Схема для определения сил и коэффициентов сцепления зажимного элемента с инструментом

Сила сцепления, направленная вдоль оси инструмента и удерживающая его от проскальзывания, соответствует силе проскальзывания  $P_{np}$  и коэффициенту сцепления (трения)  $\mu_2$  (рис.1.13,б,в):

$$P_{сч_0} = P_{пр} = P_{сн} + P_{ст} + F_T, \quad (1.5)$$

$$\mu_2 = P_{np}/Tz, \quad (1.6)$$

где  $P_{CH}$  и  $P_{CH_w}$  - нормальные силы сопротивления поверхностных слоев соответственно вдоль оси инструмента и в плоскости, перпендикулярной ей;  $P_{CT}$  и  $P_{CT_w}$  - тангенциальные силы сопротивления поверхностных слоев соответственно вдоль оси инструмента и в плоскости, перпендикулярной ему.

Аналитические зависимости для определения коэффициентов сцепления при прокручивании  $\mu_1$  и проталкивании  $\mu_2$  (табл.1.5) имеют различный вид: если заготовка находится в покое – трехчленный вид; если в движении - двухчленный. При одновременном действии моментов или сил результирующие кручение представляет собой среднеарифметическое -  $0,5(\mu_1+\mu_2)$ , среднеквадратичное -  $\sqrt{\mu_1\mu_2}$  или вычисляется по закону эллипса [4]. Входящие в табл.1.5 значения коэффициентов трения покоя в 1,5...2 раза больше, чем при движении (табл. 1.6).

Таблица 1.5. Приближенные формулы для определения коэффициентов сцепления зажимного элемента с инструментом

Вид нарушения фрикционной связи	Коэффициент сцепления	Покой	Движение
Упругое отгеснение	$\mu_1$	$\sigma_y F_k''/T + f + \tau F_k''/T$	$\sigma_y F_k''/T + f$
	$\mu_2$	$\sigma_y F_k'/T + f + \tau F_k''/T$	$\sigma_y F_k'/T + f$
Пластическое отгеснение	$\mu_1$	$\sigma_T F_k''/T + f + \tau F_k''/T$	$\sigma_T F_k''/T + f$
	$\mu_2$	$\sigma_T F_k'/T + f + \tau F_k''/T$	$\sigma_T F_k'/T + f$
Микрорезание	$\mu_1$	$\sigma_T F_k''/T + f$	$\tau F_k''/T + f$
	$\mu_2$	$\sigma_T F_k'/T + f$	$\tau F_k'/T + f$

Примечание:  $\tau \geq [\tau]$ ;  $[\tau] \geq [\sigma]/(1 + \mu_{II}) \approx 0,6...0,8[\sigma]$ ;  $f$  - коэффициент трения (табл.1.6);  $\sigma_y$  и  $\sigma_T$  - пределы упругости и текучести инструмента;  $F_k'$ ,  $F_k''$ ,  $F_k'''$  - площадь контакта, удвоенная при кромочных контактах относительно оси зажимного элемента, в направлениях соответственно действию момента  $M_{np}$  (рис.1.13,а), осевой силы  $P_o$  (рис.1.13,б), и нормальной силы  $T$  (рис.1.13,в).



Для определения площадей контакта  $F_k'$ ,  $F_k''$ ,  $F_k'''$  при изменении  $\Delta d$  необходимо решить геометрические задачи нахождения площадей фигур, образованных дугами окружностей и прямыми. Для этого с достаточной для практики точностью можно использовать приближенные формулы, полученные из условия взаимодействия плоских тел с разворотом дуг окружностей в прямые (табл. 1.7) [6, 12, 31].

Экспериментальные исследования показали, что с определенными допущениями величина контактного сближения при угловом (кромочном) взаимодействии поверхностей увеличивается пропорционально углу внедрения продольного и кругового и выражается следующими соотношениями:  $h_k(\vartheta) = h_k(1 + K_\vartheta\vartheta)$ ;  $h_k(\tau) = h_k(1 + K_\tau\tau)$ ;  $h_k(\vartheta, \tau) = h_k(1 + K_\vartheta\vartheta)(1 + K_\tau\tau)$ , где коэффициент  $K_\vartheta = 300...500$  и  $K_\tau = 400...600$  получены из эксперимента;  $\vartheta$  и  $\tau$  - в радианах:  $\tau = 360(y - 0,5\Delta d)/\pi d\gamma_0$  - угол кругового внедрения, рад.

### 1.6. Взаимодействие зажимной цанги с корпусом патрона и объектом закрепления

Для упрощения расчетов обычно считают, что разность радиальных перемещений  $\Delta u_{II}$  губки цанги при изменении диаметра зажимного объекта (заготовки или инструмента) равна  $0,5\Delta d$ . Это допущение возможно лишь при плоских контактах; при круговых и конических контактах оно ошибочно и может привести к большим погрешностям (особенно при использовании трехлепестковых цанг без плоских или круговых фасок, т.е. с острыми кромками). В данном случае не учитывается влияние условий контактирования губки цанги со шпинделем и объектом закрепления на радиальные и осевые перемещения цанги в зависимости от  $\Delta d$ .

С учетом отклонений диаметра объекта закрепления  $d$  от диаметра рабочего отверстия цанги  $d_0$  возможны различные случаи контактирования губки зажимной цанги с корпусом патрона (или шпинделем) и объектом закрепления в поперечном (рис. 1.14) и продольном (см. рис. 1.18) сечениях.

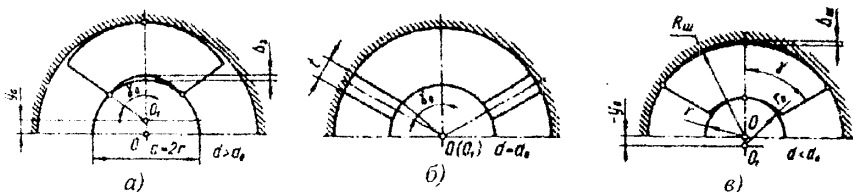


Рис. 1.14. К определению условий контактирования в поперечном сечении губки зажимной цанги со шпинделем и объектом закрепления при различных отклонениях его диаметра

Если  $\Delta d > 0$  (рис.1.14,а), то губка цанги контактирует со шпинделем по средней образующей, а с прутком - по крайним кромкам (по углу охвата  $2\gamma_0$ ). Тогда смещение центра  $O_1$  кривизны рабочего отверстия цанги относительно оси инструмента:

$$y_0 = 0,5(\sqrt{d_0^2 \cos^2 \gamma_0 + 2d_0 \Delta d + \Delta d^2} - d_0 \cos \gamma_0), \quad (1.7)$$

а максимальное значение зазора по средней образующей между губкой цанги и инструментом  $\Delta_3 = y_0 - 0,5\Delta d$ . Для  $d = d_0$  центры  $O$  и  $O_1$  совпадают, а  $y_0 = 0$  (рис.1.14,б).

При зажиме инструмента с  $\Delta d < 0$  (рис.1.14,в) центр кривизны  $O_1$  губки цанги смещается относительно оси прутка  $O$  на

$$y_0 = 0,5\Delta d = |d - d_0|, \quad (1.8)$$

а между наружной поверхностью губки и шпинделем по средней образующей появляется зазор  $\Delta_u$ , так как контакт происходит по кромкам у разрезов. Кромочный контакт уменьшает осевое перемещение цанги, а в ЗМ с геометрическим замыканием дополнительно увеличивает натяжение упругой системы механизма. Из геометрических построений находят, что

$$\Delta_u = R_u + y_0 - \sqrt{R_u^2 + 2R_u y_0 \cos \gamma + y_0^2}, \quad (1.9)$$

где  $R_u = 0,5D_u$  - радиус конического отверстия шпинделя в месте контакта с губкой цанги максимального диаметра;  $\gamma$  - половина угла обхвата шпинделем губки цанги, которая определяется по формуле  $\gamma = 180/z - \arcsin t/D_u$ .

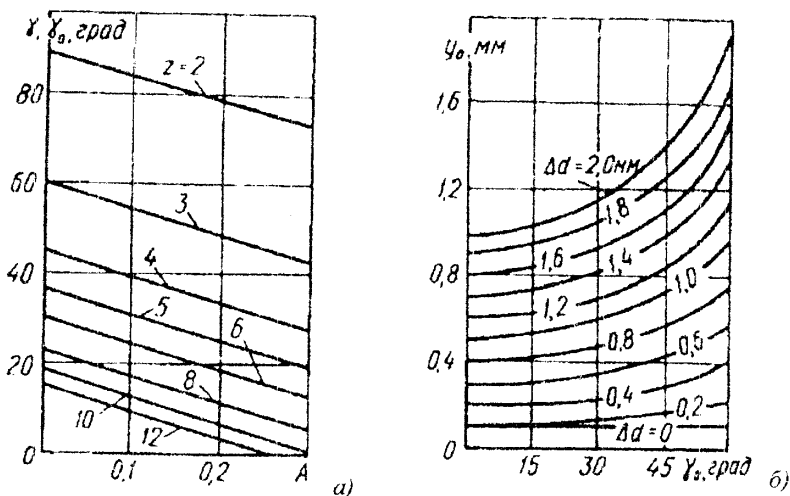


Рис.1.15. Графики зависимости  $\gamma$ ,  $\gamma_0 = f(A)$  (а) и  $y_0 = f(\gamma_0)$  (б) при различных  $z$  и  $\Delta d$

Таблица 1.8. Виды контактов и нарушения фрикционной связи между губкой зажимной цанги и шпинделем (корпусом) при различных условиях взаимодействия

Отклонение диаметра	Виды контактов и нарушения фрикционной связи		
	$\vartheta_0 > 0$ ( $\alpha_y > \alpha_w$ )	$\vartheta_0 = 0$ ( $\alpha_y = \alpha_w$ )	$\vartheta_0 < 0$ ( $\alpha_y < \alpha_w$ )
$\Delta d = 0$ ( $d = d_0$ ) $y_0 = 0$	<p>Линейный</p>	<p>Поверхностный</p>	<p>Линейный</p>
Упругое отгеснение $\sigma < \sigma_T, n_y \rightarrow \infty$			
$\Delta d > 0$ ( $d > d_0$ ) $y_0 > 0$	<p>Точечный</p>	<p>Линейный</p>	<p>Точечный</p>
Пластическое отгеснение $\sigma = \sigma_T, 1 < n_y < \infty$	Упругое отгеснение $\sigma < \sigma_T, n_y \rightarrow \infty$		Пластическое отгеснение $\sigma = \sigma_T, 1 < n_y < \infty$
$\Delta d < 0$ ( $d < d_0$ ) $y_0 < 0$	<p>Двухточечный</p>	<p>Двухромочный</p>	<p>Двухточечный</p>
Микрорезание $\sigma > \sigma_T, n_y \rightarrow 1$	Пластическое отгеснение $\sigma = \sigma_T, 1 < n_y < \infty$		Микрорезание $\sigma > \sigma_T, n_y \rightarrow 1$
<p>Примечание: <math>n_y</math> - число циклов, приводящее к разрушению основы; <math>\sigma</math> - нормальные напряжения в контакте; <math>\sigma_T</math> - нормальные напряжения текучести</p>			



Для нахождения углов обхвата  $\gamma_0$  и  $\gamma$  можно использовать графики и зависимости  $\gamma_0, \gamma = f(A)$  (рис.1.15,а), где  $A = t/d_0$  (или  $t/D_n$ ). На рис.1.15,б показаны графики для определения  $y_0$  при  $d_0 = 39..40$ мм,  $\Delta d_0$  и  $\gamma_0$ , из которых видно, что после  $\gamma_0 = 30^\circ$  параметр  $y_0$  увеличивается интенсивней, что повышает радиальное перемещение губки не пропорционально отклонению диаметра инструмента.

Если инструмент и зажимной элемент взаимодействуют по цилиндрическим или плоским поверхностям, то цанга и шпиндель - по коническим, что усложняет задачу определения контактных деформаций, хотя их значения (как между двумя закаленными поверхностями) находятся в пределах 1 мкм и его долей.

При расчетах точку контакта  $K$  (точку приложения результирующей силы) располагают впереди губки для положительного углового зазора  $\vartheta$ , посередине - для нулевого, сзади - для отрицательного (табл.1.8). Угловой зазор  $\vartheta_0$  определяется разностью углов конуса цанги  $\alpha_y$  и шпинделя  $\alpha_n$ , а также характером и значением продольного внедрения  $\vartheta$  (плюс - сзади, минус - спереди) губки зажимного элемента и зажимаемой детали.

Одним из параметров, влияющих на силу и жесткость зажима заготовок в цанговых патронах, является угол контакта **Помилка! Не можна створювати об'єкт із кодів полів редагування.** зажимной цанги со шпинделем в поперечном сечении. Угол **Помилка! Не можна створювати об'єкт із кодів полів редагування.** изменяется в зависимости от действующих нагрузок и соотношения радиусов кривизны губки цанги и шпинделя в месте сопряжения (рис.1.16,а), определяемого отклонением диаметра зажимаемой заготовки **Помилка! Не можна створювати об'єкт із кодів полів редагування.** [14]:

$$\beta_0 = \arcsin 2 \sqrt{\frac{2(1-\mu_n^2)P_\Sigma}{\pi E(y_0 - h_k)a_k \cos a}}. \quad (1.10)$$

Если  $\mu_n = 0,3$ :  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа (для стали) и  $\alpha = 15^\circ$ , то  $\beta_0 = \arcsin 0,01 \sqrt{P_\Sigma / (y_0 - h_k)a_k}$ .

По результатам экспериментальных исследований зажимных цанг с различными угловыми зазорами  $\vartheta$  по пятну контакта получены графики для  $a_k = \lambda_\kappa a$  (рис.1.16,б), где  $a$  - длина конической части цанги. Зная  $\beta_0$ , из геометрических соотношений можно определить контактные деформации  $\Delta_\lambda$  в сопряжении цанги со шпинделем в месте результирующей силы  $P_\Sigma$ :

$$\Delta_{\kappa} = 2 \left[ R_1 \sin^2 \frac{1}{4} \chi \left( \arcsin \frac{R_2 \sin \beta_0}{R_1} \right) - R_2 \sin^2 \frac{\beta_0}{4} \right]. \quad (1.11)$$

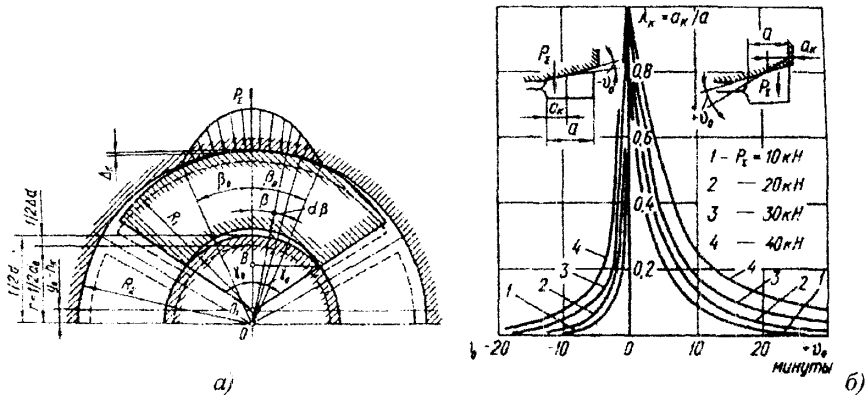


Рис.1.16. Схема (а) и графики (б) для определения угла контакта губки цанги со шпинделем (корпусом) и фактической линии их продольного контактирования по средней образующей

Экспериментальные исследования показали, что на коэффициент трения между губкой цанги и шпинделем оказывают влияние отклонение диаметра инструмента, угол контакта, скорость зажима, угловая скорость и амплитуда колебаний вращающегося инструмента, время колебаний, смазка трущихся поверхностей и т. д. [18, 25, 31]. Изменение контакта цанги со шпинделем в поперечном сечении учитывают введением приведенного угла трения:

$$\varphi_{np} = \arctg \frac{2 \sin \beta_0 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{\sin \beta_0 \cos \beta_0 + \beta_0} - \alpha,$$

где  $\varphi$  - угол трения между цангой и шпинделем при контактировании по средней образующей (начальный угол трения);  $\beta_0$  - в радианах. Для

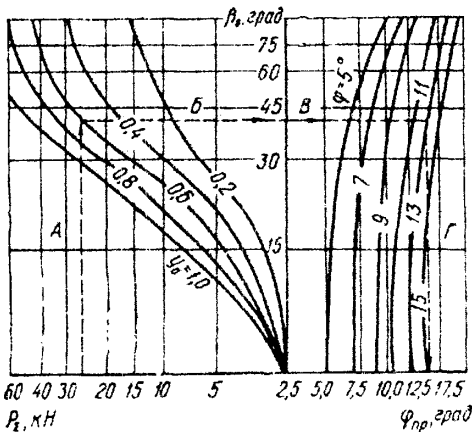


Рис.1.17. Номограмма для определения половины угла контакта и приведенного угла трения при угловом зазоре  $30'$

нахождения угла  $\beta_0$  и приведенного угла трения  $\varphi_{np}$ , построена номограмма (рис.1.17) для различных значений  $P_\Sigma$  ( $T_\Sigma$ ),  $y_0$  и  $\varphi$ .

*Пример.* Найти приведенный угол трения  $\varphi_{np}$  зажимной цанги со шпинделем при  $P_\Sigma = 25$  кН,  $(y_0 + h_k) = 0,6$  мм и  $\varphi = 13^\circ$ . Пользуясь номограммой (рис. 1.17) при соответствующей последовательности шагов, указанной пунктирной линией АБВГ, находим  $\varphi_{np} = 16^\circ$ .

При равных углах конуса губки цанги и корпуса (шпинделя), т. е. при  $\alpha_y = \alpha_{ш} = \alpha$  изменяется соотношение плеч  $l_K$  и  $l_r$  (рис.1.18) в зависимости от отклонений диаметра зажимного объекта  $d$  от диаметра рабочего отверстия цанги, что приводит к изменению коэффициента усиления патрона.

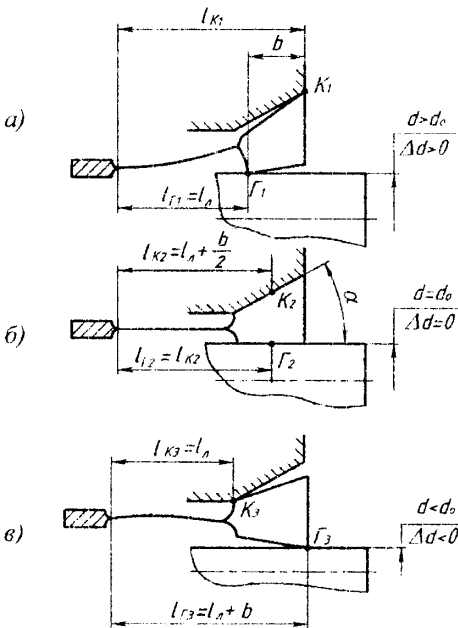


Рис.1.18. К определению условий контактирования в продольном сечении губки зажимной цанги со шпинделем и объектом закрепления при различных отклонениях его диаметра

При зажиме, например, прутка с  $\Delta d > 0$  плечо входного усилия  $l_{k1}$  больше плеча выходного усилия (радиальной силы зажима)  $l_{r1}$  (рис.1.18,а), что приводит к увеличению коэффициента усиления патрона при кромочных контактах.

При зажиме инструмента с  $\Delta d = 0$  плечи примерно равны  $l_{k2} \approx l_{r2}$ , а контакты губки цанги со шпинделем и инструментом распределяются вдоль образующих (рис.1.18,б).

При зажиме инструмента с  $\Delta d < 0$  плечо  $l_{k3}$  меньше плеча  $l_{r3}$  (рис.1.18,в), что приводит к уменьшению коэффициента усиления при кромочных контактах.

Для указанных условий контактирования (рис.1.18) ориентировочные коэффициенты

усиления цангового патрона с затяжной цангой при проверочных расчетах можно представить как результат трех эффектов: рычага, клина и кромочного контакта:

$$k_{II} = k_p \cdot k_k \cdot k_y, \quad (2.16)$$

где  $k_p = l_k / l_r$  - коэффициент усиления рычажной передачи;  $k_k = tg(\alpha + \gamma)$  - коэффициент усиления клиновой передачи;  $k_\gamma = \cos \gamma$  - коэффициент потери силы из-за кромочного контакта краев губки цанги со шпинделем (см. рис.1.14,б) при  $\Delta d < d_0$  ( $\Delta d < 0$ ) (рис.1.18,б).

Исходя из приведенных соображений получим следующие ориентировочные коэффициенты усиления:

$$\Delta d > 0 - k_{п\max} = \frac{l_{k1}}{l_{r1}} ctg(\alpha + \varphi) = \frac{l_1 + b}{l_d} ctg(\alpha + \varphi), \quad (1.12)$$

$$\Delta d = 0 - k_{пср} = \frac{l_{k2}}{l_{r2}} ctg(\alpha + \varphi) = ctg(\alpha + \varphi) \quad (1.13)$$

$$\Delta d < 0 - k_{п\min} = \frac{l_{k3}}{l_{r3}} ctg(\alpha + \varphi) \cos \gamma = \frac{l_d}{l_d + b} ctg(\alpha + \varphi) \cos \gamma. \quad (1.14)$$

## Литература к главе 1

1. Вейц В. Л., Фридман Л. И. Электромеханические зажимные устройства станков и станочных линий. – Л.: Машиностроение, 1973. – 262 с.
2. Волчеквич Л.И., Кузнецов М.М., Усов Б.А. Автоматы и автоматические линии (1 ч. – Основы проектирования, 230 с., ч. 2 – Системы управления и целевые механизмы, 336 с.) / Под ред. Шаумяна Г. А. – М.: Высшая школа, 1976.
3. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости. – М.: Гостехиздат, 1953. – 264 с.
4. Гальперин Б.Я. О коэффициенте трения движения анизотропной пары. – В кн.: Точность и надежность автоматических станков и приборов. – М. – Л.: Машиностроение, 1968. – с. 136-138.
5. Дальский А.М. Цанговые зажимные механизмы. – М.: Машиностроение, 1966. – 168 с.
6. Демкин Н.Б. Фактическая поверхность касания твердых поверхностей. – М.: Изд-во, АН СССР, 1962. - 98 с.
7. Демкин Н.Б. Контактное шероховатых поверхностей. – М.: Наука, 1970. – 227 с.
8. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб и доп. - М.: Машиностроение, 1983. – 277 с.

9. Косилова А.Г., Мещеряков Р.К., Калинин М.А. Точность обработки, заготовки и припуски в машиностроении. – Справочник технолога. – М.: Машиностроение, 1976. – 288 с.
10. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Камбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
11. Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
12. Крагельский И.В., Демкин Н.Б., Сидоренко Г.С. Формулы для расчета площади фактического касания. – Вестник машиностроения, 1963, № 10. – с. 11-14.
13. Кузнецов Ю.Н. Контактные деформации зажимного элемента патронов с поверхностью круглой заготовки. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1979, вып. 23. – с. 30-37.
14. Кузнецов Ю.Н. Расчет угла контакта зажимной цанги со шпинделем. – Станки и инструмент, 1970, № 8. – с. 20-22.
15. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов. Дис. докт. техн. наук: 05.03.01. – М., МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1984. – 515 с.
16. Кузнецов Ю.Н. Долговечность цанг. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1974, вып. 13. – с. 46-55.
17. Кузнецов Ю.Н. Влияние диаметра прутка на силы и упругие перемещения в цанговом механизме зажима. – Вестник КПИ. Серия машиностроение. – К.: 1973, вып. 15. – с. 40-47.
18. Кузнецов Ю.Н., Кухарец А.В. Новые зажимные механизмы станков-автоматов. – К.: Техника, 1979. – 151 с.
19. Кузнецов Ю.Н., Шатило О.П. Влияние длины участка зажима на характеристики закрепления и точность обработки деталей. – Вестник КПИ. Серия машиностроение. – К.: 1975, вып. 12. – с. 56-62.
20. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 246 с.
21. Левина З.М. Исследование и расчет контактной жесткости. Методические указания. – М.: ЭНИМС., 1969. – 146 с.
22. Макушкин В.М. Деформации и напряженное состояние деталей в местах контакта. – М.: Наука, 1975. – 60 с.
23. Микитянский В.В. Точность приспособлений в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1984. – 128 с.
24. Оркин В.И., Гильман А.И. Расчет коэффициента сцепления в местах контакта зажимных устройств с заготовкой в динамических условиях. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1980, вып. 26. – с. 51-54.

25. Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н. Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков. – М.: Машиностроение, 1977. – 142 с.
26. Орликов М.Л. Пути улучшения конструкции зажимных механизмов токарных автоматов и револьверных станков. – В кн.: Автоматизация в машиностроении. К. – М.: 1955. С. 53-66.
27. Подураев В.Н. Автоматические регулируемые и комбинированные процессы резания. – М.: Машиностроение, 1977. – 304 с.
28. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. 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.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 320 с.
29. Рыжов Э.В. Контактная жесткость деталей машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 195 с.
30. Самонастраивающиеся зажимные механизмы.: Справочник / Кузнецов Ю.Н., Вачев А.А., Сяров С.П., Цървенков А.Й.; под ред. Ю.Н. Кузнецова. – К.: Техника; София: Гос. изд-во „Техника”, 1988. – 221 с.
31. Трясунов Н.Г., Панков А.С. Механизмы для зажима некалиброванного прутка. – Станки и инструмент, 1954, № 9, С. 12-14.
32. Шамян Г.А. Автоматы и автоматические линии. – М.: Машгиз, 1961. – 552 с.

## ГЛАВА 2. ПРИНЦИПЫ СОЗДАНИЯ ЗАЖИМНЫХ ПАТРОНОВ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

### 2.1. Иерархия и принципы оптимального проектирования зажимных патронов

Многообразие требований к ЗП, как в процессе зажима, так и в процессе резания, приводит к множеству различных схем и конструкций, среди которых всегда существуют оптимальные по соответствующим критериям качества. Однако независимо от структуры, схемы и конструктивного исполнения все системы ЗП имеют единую структуру, включающую на различных уровнях 0-5<sup>й</sup> корневого дерева с множеством  $p$  вершин (рис.2.1) [33] источник (ИЭ)-преобразователи энергии (ПЭ)-узел управления (УУ)-привод (Пр)-патрон (П)-деталь (Д). С увеличением количества вершин число различных деревьев растет по соотношению  $p^{n-2}$ . Существенно различных (неизоморфных) деревьев, подсчитываемых комбинаторными методами, меньше. Количество вершин деревьев всей системы ЗП может составлять значительное число, что потребовало бы в ручном переборе десятки, сотни и даже тысячи лет. Поэтому задача автоматизированного проектирования ЗП с применением ЭВМ является весьма актуальной [4, 13].

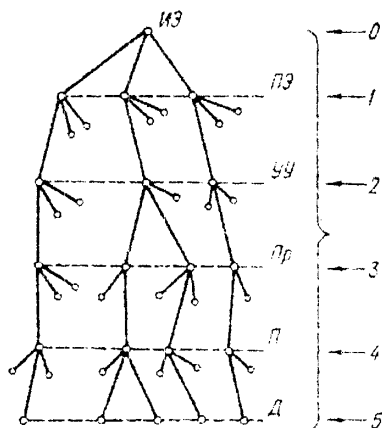


Рис. 2.1. Корневое дерево системы ЗП

При проектировании ЗП приходится решать многоуровневые задачи разной сложности [1,12], связанные с поиском и выбором принципов зажима, т.е. руководящих технических идей, структуры для лучшего принципа зажима, схемы для этой структуры и конструкции с лучшими (оптимальными) параметрами, реализующей выбранную схему (рис.2.2,а).

При рассмотрении системы ЗП как объекта проектирования целесообразно распределять все переменные, характеризующие систему или имеющие к ней какое-либо отношение, на 3 множества (рис.2.2,б): 1) входные

переменные  $Z = Z_1, Z_2, \dots, Z_m$ , характеризующие внешние воздействия на входы

системы (мощность привода, скорость зажима, частота вращения, отклонение размера заготовки, силы резания и т.д.); 2) переменные состояния  $X = (X_1, X_2, \dots, X_n)$  - внутренние переменные, совокупность которых полностью характеризует свойства системы (массы, упругости звеньев, трения, контактные сближения, конструктивные параметры и т.д.); 3) выходные параметры  $Y = (Y_1, Y_2, \dots, Y_p)$ , представляющие те реакции на внешние воздействия и те состояния системы, которые характеризуют качество системы и определяют ее показатели работоспособности (к.п.д., прочность механизма, сила зажима, жесткость закрепления, точность зажима, быстродействие, точность и производительность обработки и т.д.).

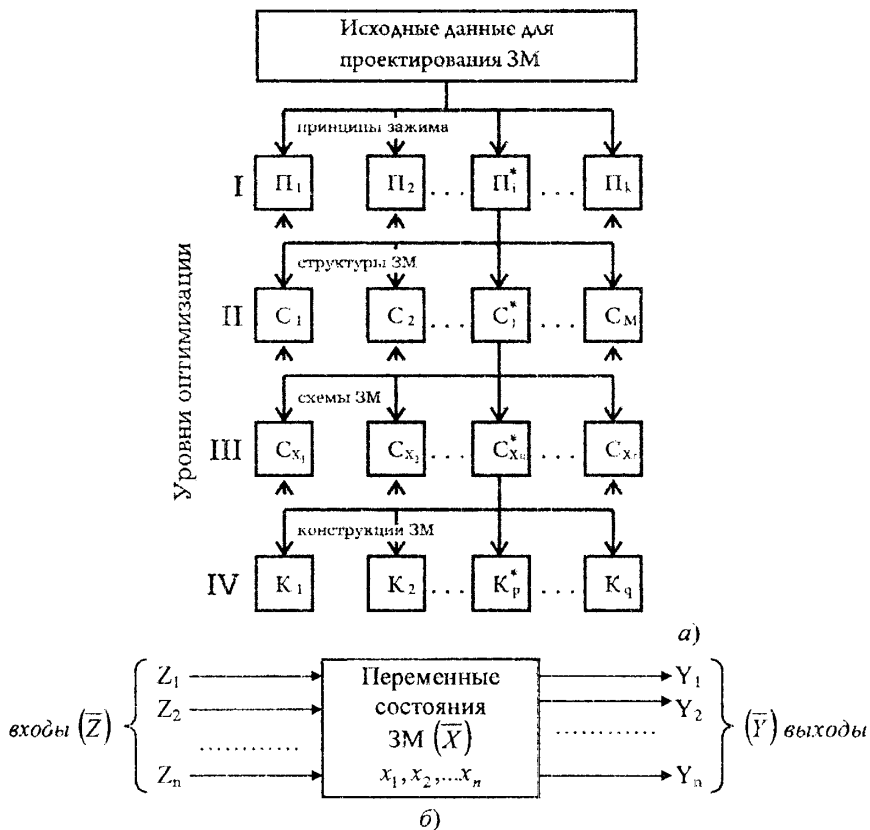


Рис. 2.2. Уровни оптимального синтеза (а) и множества параметров системы ЗП (б)



Таким образом, система ЗП с ее  $n$  переменными,  $m$  входами и  $p$  выходами - это три взаимосвязанных объекта, которые в каждой конкретной ситуации определяются соответственно описаниями системы (структура, свойства или математическая модель ЗП в процессе зажима и в процессе резания), а также заданием множеств входных и выходных переменных. В зависимости от того, какой из этих объектов подлежит определению (при остальных двух заданных) различают три типа задач проектирования и исследования ЗП [20]: анализ, синтез, измерение и «черный ящик», позволяющие в совокупности принять оптимальное решение.

**Задача анализа** – задана структура (известны Вход  $Z$  и состояние объекта  $X$ ), необходимо определить функционирование системы ЗП (вектор множества выходных параметров  $Y$ ).

**Задача синтеза** – заданы характер функционирования (известен вектор выходных параметров  $Y$ ) и другие условия к системе ЗП (включая известный вектор входных параметров  $Z$ ), необходимо определить структуру объекта, которая удовлетворяет поставленным требованиям.

**Задача измерения** - заданы параметры системы ЗП (вектор  $X$ ) и характер ее функционирования (вектор выходных параметров  $Y$ ), необходимо определить или управлять выходными параметрами  $Z$ , например подобрать источник энергии и привод зажима для всей системы ЗП или автоматически регулировать входную силу зажима.

Таблица 2.1. Типы задач при проектировании и исследовании ЗП

Параметры Тип задачи	Вход $Z$	Состояние объекта $X$	Выход $Y$
Анализ (А)			?
Синтез (С)		?	
Измерение (И) или управление (У)	?		
«Черный ящик» (ЧЯ)		?	?

Возможна и четвертая задача «черного ящика» для стабилизации выходной силы на уровне идеи или принципа действия, например, известен источник энергии для создания сил зажима, задана система (с входными параметрами  $Z$ ), структура которой известна или известна частично, необходимо определить ее

функционирование ( $Y = ?$ ) и, возможно, структуру ( $X = ?$ ).

К задачам «черного ящика» с известными или частично известными двумя параметрами можно отнести и такие, в которых необходимо определить вход  $Z$  и структуру  $X$  или вход  $Z$  и выход  $Y$ .

При оптимальном проектировании ЗМ и ЗП на различных уровнях (рис.2.3) необходимо систематически учитывать все факторы, оказывающие существенное влияние на объем проектирования, и вести целенаправленный, планомерный поиск лучшего варианта решения, используя системный подход, т.е. объект и процесс проектирования рассматривать как систему, взаимодействующую со смежными системами и окружающей ее средой. При решении задач выбора принципа и структурам принципиально новых ЗП целесообразно использовать эвристические приемы и методы, различные физические, химические, геометрические и др. эффекты [15, 20], новые достижения в науке, преимущественно фундаментальные на уровне открытий. Для формализации и образного представления синтезируемых ЗП используют теорию графов – удобный и наглядный аппарат для моделирования структурных свойств системы ЗП и отношений между объектами самой разнообразной природы. Согласно теории графов [30, 33] многополюсные компоненты представляют их полюсными графами, а граф системы получается объединением полюсных графов входящих в нее компонентов. Например, при моделировании патронов по виду зажимных элементов служат совокупности независимых сечений и контуров. Зажимной элемент (ЗЭ) может служить основой создания различных схем патронов, образуя дерево на множестве вершин в продольном и поперечном сечениях.

Укрупнено методика оптимального проектирования и изготовления ЗП включает следующие этапы: формирование задачи в общем виде и обоснование необходимости ее решения; уточнение задачи; выполнение частных задач; поиск и принятие решений; конкретизация решений; разработка конструкции, вписываемой в конкретный станок с учетом ограничений по габаритам и присоединительным размерам; экспериментальная проверка работоспособности конструкции; внесение изменений и корректировка параметров; разработка оптимального технологического процесса и технологической документации для изготовления деталей и сборки ЗП; разработка эксплуатационной документации с уточнением регулировочных данных, выбором методов диагностики и ремонта, а также необходимой для этого аппаратуры.

Процесс оптимального проектирования ЗМ и ЗП представляет собой многоуровневые, многоцикличные, многокритериальные в многосвязной области и многоэкстремальные задачи, решение каждой из которых связано с выбором наилучшего варианта.

Иерархическое разделение процесса проектирования на 4 уровня оптимизации (рис. 2.3) зависимости от степени сложности решения задач является условным, и строгой границы между уровнями практически не существует

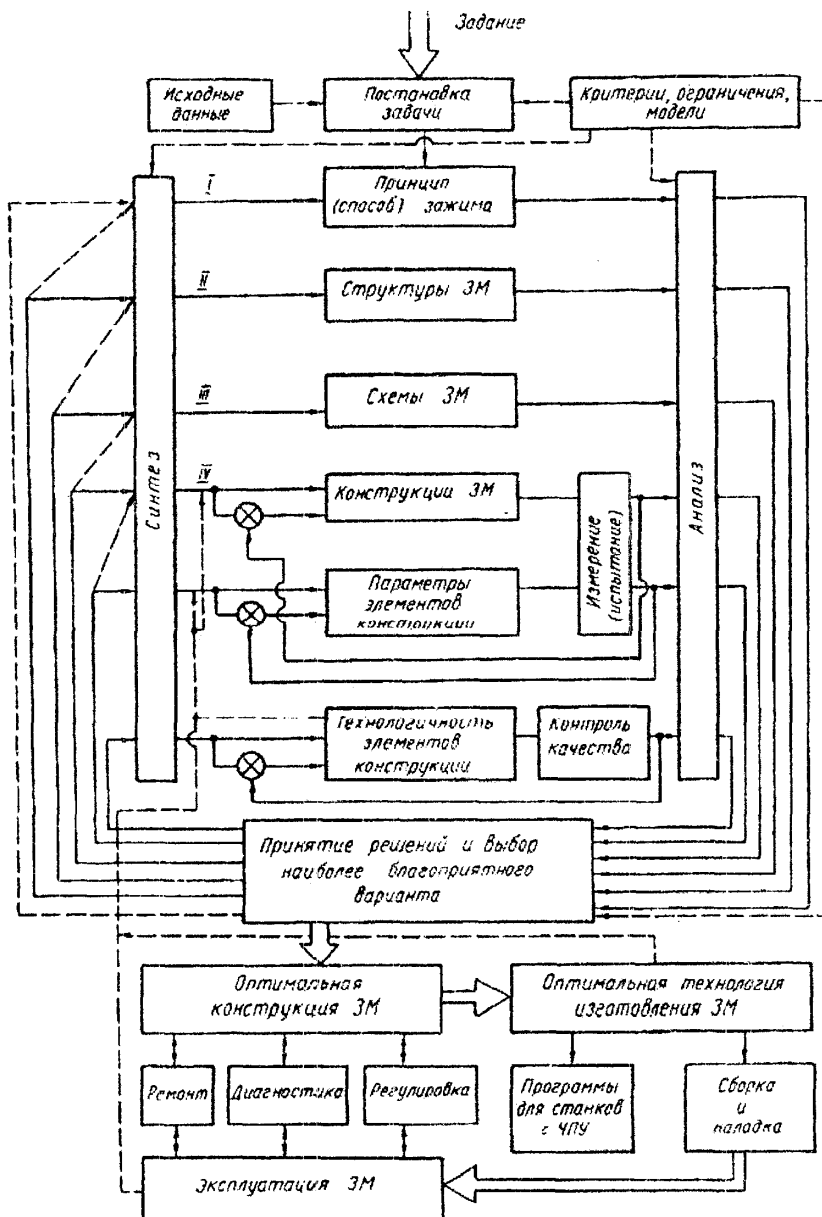


Рис. 2.3. Структура оптимального проектирования, изготовления и эксплуатации ЗМ и ЗП: I–IV уровни оптимизации

(особенно между принципом и структурой, структурой и схемой ЗМ). Иногда принцип зажима предопределяет структуру ЗП, а структура – его схему при ограниченной вариации связей между элементами. Разделение на уровни (I–IV) необходимо для разграничения более простых задач от более сложных, методы решения которых могут существенно отличаться.

Задачи I и II уровней возникают при создании новых металлорежущих станков и новых методов обработки деталей, задачи III и IV уровней обычно возникают при модернизации и модификации станков.

Задачи IV уровня, связанные с оптимизацией параметров конструкции, в настоящее время являются наиболее разработанными для различных механизмов; для их решения используют детерминированные и стохастические методы с широким применением ЭВМ.

Задачи III и II уровней, связанные с оптимизацией схем и структур, разрабатываются и требуют для решения (в том числе с применением ЭВМ) использования не только детерминированных и стохастических методов, но и специальных приемов, подходов, в том числе эвристических, алгоритмических и гибридных методов [15, 22, 25].

Наиболее сложными являются задачи I уровня, связанные с поиском новых технических идей, в частности, новых принципов зажима и использующие новые эффекты и знания в области фундаментальных наук, современные достижения в науке и технике на уровне открытий и изобретений. Для решения этих задач в значительной мере требуются большой накопленный опыт, высокая компетентность и теоретическая подготовка конструктора, творчество специалистов разных специальностей, обладающих инженерной интуицией. Оптимальным будет тот ЗМ, для которого выбран оптимальный (или по крайней мере рациональный) принцип зажима.

Задачи I уровня трудно формализуемы, поэтому для решения их требуется, например, применение теории неформальных процедур, принятие решений при неполной исходной информации, укрупнение критериев оптимизации и диалоговой работы с ЭВМ, наделенных искусственным интеллектом и имитационной системой САПР.

Перед синтезом ЗМ необходимо выполнить строгую классификацию приводов, патронов и системы ЗМ в целом; найти приемы формализации (частной или полной) задач выбора принципов зажима, структурного и схемного синтеза; разработать комплексный безразмерный показатель качества ЗМ для анализа различных структур, схем и конструкции, а также выбора лучшего варианта решения на каждом уровне проектирования; уточнить критерии оптимизации и налагаемые ограничения на уровнях схемного и параметрического синтеза; найти область применения различных методов

поиска новых технических решений и разработать новые методы и приемы; создать общий алгоритм оптимального проектирования и частные алгоритмы на различных его уровнях, в том числе с использованием ЭВМ.

Имея исходные данные для проектирования ЗМ, а также сведения о протекающих процессах и явлениях в ЗМ с учетом предъявляемых требований и главной цели, необходимо правильно поставить задачу, т.е. выбрать целевую функцию, критерии оптимизации и технические ограничения, условия работоспособности и модели ЗМ (физические, динамические и математические).

Далее задача проектирования решается многоциклично: выбирается принцип зажима; с использованием сведений о процессах зажима и резания на последующих уровнях выполняется анализ, позволяющий вывести показатели качества, сформулировать критерии и ограничения для синтеза на различных уровнях; проводится последующий анализ и параллельным сравнением нескольких вариантов – выбор наиболее предпочтительного из сравниваемых.

При выборе принципа зажима необходимо учитывать следующие факторы: характер взаимодействия зажимаемой и зажимающей поверхностей в системе П – Д или П – И; вид источника энергии, способ ее переноса, число преобразователей (первичный, вторичный и т.д.); тип привода по замыканию силового потока, вид, количество преобразовательно-усилительных механизмов (ПУМ) и место их расположения, характеристики упругого звена; тип патрона по силовому контуру и направление силового потока, вид и количество передаточно-усилительных звеньев (ПУЗ) и зажимных элементов, наличие упорных, стопорных и других вспомогательных элементов; особенности объекта закрепления (форма, базы, размеры, свойства материала, состояние поверхности); способ, точность и производительность обработки; тип станка и его исполнение (механизованный, гидрофицированный, электрифицированный и т.д.); взаимодействие с механизмом загрузки.

При выборе характера взаимодействия зажимных элементов с деталью или инструментом, определяющего общий или индивидуальный источник и преобразователи энергии, известными являются следующие способы взаимодействия: механический, электромагнитный, вакуумный, клеевой, сварка или пайка, замораживание и др.

Некоторые условия задач, связанных с выбором принципа зажима, приведены в табл.2.2.

Задача выбора рационального принципа зажима сводится к такому распределению энергии после зажима (в процессе резания), при котором исключается или сводится к минимуму приток энергии извне, а надежное удерживание объекта закрепления под действием сил резания возникает за счет

внутренней энергии. Например, при силовом замыкании компенсация исчезающей энергии из-за утечек возможна при работе сил трения или центробежными силами неуравновешенных вращающихся частей привода и патрона, увеличивающих силу зажима.

Таблица 2.2. К выбору принципа (способа) зажима

Часть ЗП	Что варьировать	Основные критерии рационального выбора	Основные ограничения
ИЭ	Вид источника	Расход и стоимость энергии	Тип станка, размеры заготовки, режимы резания
ПЭ	Способ преобразования		
УУ	Исполнение, способ управления	Степень унификации, количество элементов, надежность, быстродействие	Система управления всего станка
Пр	Замыкание, вид контура (закрытый, открытый)	Ход, сила и ее направление, расход энергии (мощность), быстродействие	Вид УУ и П, режимы резания, отклонение размера заготовки, взаимодействие с механизмом загрузки
П	Способ базирования, вид контура	Сила и ее направление, жесткость, точность, долговечность, диапазон работы	Принцип обработки, вид Пр, ИЭ и заготовки, взаимодействие с механизмом загрузки

При системном подходе необходимо рассматривать ЗМ в общей технологической системе и вид преобразователей энергии для него должен согласовываться с источником и преобразователями энергии всего станка. Такой подход позволяет изменять пути перераспределения всей энергии, необходимой для формообразования деталей, обрабатываемых на станке. Одними из таких путей являются: введение автоматического регулирования силы зажима в зависимости от сил и условий резания, схемы нагружения и точности обработки; отключение привода от источника энергии с использованием геометрического замыкания или фрикционного (самоторможения); введение аккумуляторов энергии и т.д.

## 2.2. Комплексный показатель качества зажимных патронов

Оптимальный синтез ЗП предполагает выбор такого варианта структуры, схемы, конструкции механизма и его параметров, при которых достигается минимальное или максимальное значение некоторого критерия, характеризующего качество зажима при наложенных ограничениях.

Выбор правильного критерия является основной проблемой корректной постановки задачи оптимизации. Этот выбор зависит от основных (доминирующих) целей и требований, которые ставятся перед ЗП. Из-за большого многообразия требований к ЗП, а иногда и их противоречивости, приходится иметь дело не с одним, а со многими критериями получая наилучшее решение по нескольким показателям.

В то же время математически правильная постановка задачи оптимизации предполагает наличие лишь одного критерия. Согласно теории оптимизации [5, 6, 7] при оптимальном синтезе ЗП можно использовать все три основных пути: 1) по одному критерию, а для остальных устанавливаются ограничения; 2) по комплексному критерию; 3) изменение масштаба постановки задачи, определяющего выбор критерия, характеризующего, например, технико-экономические показатели всего станка.

Система ЗП, влияющая на технико-экономические показатели станка должна отвечать требованиям максимум силы, жесткости, точности, быстродействия, широкодиапазонности, прочности, долговечности, технологичности, компактности или, что тоже самое, минимум потери энергии, упругих отжаты детали, погрешностей установки, комплектов зажимных патронов (элементов) и переналадок, поломок, износа, трудоемкости, металлоемкости.

Таким образом, задача выбора оптимального ЗП на различных уровнях проектирования представляет собой многокритериальную задачу, сложность решения которой состоит в том, что отсутствует стратегия решения, одновременно лучшая (оптимальная) по каждому из отдельных критериев. В соответствии с теорией исследования операций решение должно содержать методы приведения частных критериев (показателей) к однородному виду, определения их относительной важности и формирования обобщенного критерия.

Задача III и IV уровней должны содержать методы схемной и параметрической оптимизации ЗП по обобщенному критерию вида [17, 23, 24]:

$$K = \sum_{i=1}^n \alpha_i K_i / [K_i] \rightarrow \min (\max), \quad (2.1)$$

где  $\alpha_i$  - весовые коэффициенты, принимающие большие значения в соответствии с важностью критериев и определяемые ранжированием, построением матрицы парных сравнений на основе интуиции специалиста или сравнением «контрольных оценок» по предпочтительности с составлением системы равенств и неравенств для целевой функции с неизвестными  $\alpha_i$  [25].

Согласно [28] каждая ситуация при выборе принципа зажима, структуры, схемы и конструкции ЗП может быть охарактеризована векторной оценкой частных показателей силы  $K_c$ , жесткости  $K_{ж}$ , точности радиальной  $K_{mp}$ , и осевой  $K_{mo}$ , быстродействия  $K_{\delta}$ , быстроходности  $K_{\delta x}$ , долговечности  $K_{\delta}$ , широкодиапазонности  $K_{ш}$ , прочности  $K_{п}$ , металлоемкости  $K_{м}$  и технологичности  $K_{т}$ :

$$K = (K_c, K_{ж}, K_{mp}, K_{mo}, K_{\delta}, K_{\delta x}, K_{\delta}, K_{ш}, K_{п}, K_{м}, K_{т}). \quad (2.2)$$

В тех случаях, когда задачи синтеза (уровни I-II, иногда III) трудно формализуемы из-за большого количества неопределенностей (нечеткой информации) приходится обращаться к экспертизе и неформальным процедурам [3, 27]. Приведение отдельных показателей (критериев) к однородному виду возможно при оценке их в одной порядковой шкале по принципу – более выгодному значению показателя соответствует больший вес (оценка, балл) [9, 28].

Применительно к ЗМ удобнее всего все частные показатели с сохранением физического их смысла привести к такому однородному безразмерному виду, при котором каждый из них в идеальном случае стремился к 1 в интервале 0–1 (табл. 2.3)

При выборе благоприятного варианта из множества перебираемых  $m$  ЗП. характеризующихся  $n$  важными свойствами, составляется матрица:

$$K = \begin{pmatrix} K_1^{(1)} & \dots & K_k^{(1)} & \dots & K_n^{(1)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ K_1^{(i)} & \dots & K_k^{(i)} & \dots & K_n^{(i)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ K_1^{(m)} & \dots & K_k^{(m)} & \dots & K_n^{(m)} \end{pmatrix} \quad (2.3)$$

где элемент  $K_k^{(i)} (i=1,2,\dots,m, k=1,2,\dots,n)$  представляет некоторое число, характеризующее качество  $i$ -го ЗП с точки зрения  $k$ -го свойства. При этом, если  $K_k^{(i)} = K_k^{(j)}$ , то  $i$ -тый и  $j$ -тый ЗП считаются равноценными с точки зрения  $k$ -го показателя качества (критерия). Устанавливаемое отношение предпоч-





Примечание к табл.2.3. Условные обозначения:  $k$  и  $i$  - коэффициент усиления и передаточное отношение ЗП, привода или патрона;  $\beta_j$  - фактический коэффициент заделки, представляющий отношение  $\beta_{m,y}/y_u$ ;  $\beta_m$  - теоретический коэффициент заделки для различных схем закрепления, определяемый по общеизвестным формулам курса «Сопротивление материалов» например, для консольно зашпеленной балки  $\beta_m = 3$ , для балки на двух опорах  $\beta_m = 48$  и т.д.;  $y_u$  - отжатие детали в месте нагрузки при абсолютно жесткой заделке, т.е. при  $\beta_m$ ;  $y$  - фактическое отжатие детали в месте нагрузки;  $\Delta d$  - рабочий диапазон диаметров патрона;  $\Delta D$  - рабочий диапазон диаметров станка;  $M_3$  - масса ЗП;  $M_{3d}$  - общая масса ЗП и объекта закрепления;  $N_u$  - число шлифуемых классовых поверхностей деталей ЗП;  $N_o$  - общее число поверхностей деталей ЗП;  $\Delta_o$  - износ в течение гарантированного периода эксплуатации ЗП;  $[\Delta_o]$  - конструктивный запас на износ;  $D$  - фактическая долговечность, заданная в часах или циклах;  $[D]$  - гарантированный срок службы (в часах или циклах).

На III и II уровнях синтеза ЗП решение о возможности использования обобщенного критерия (2.3) с частными количественными и качественными критериями сводится по существу к проверке условия, при котором изменение какого-либо частного показателя качества всех ЗП на одну и ту же величину не изменяет порядка предпочтений.

В тех случаях, когда лучшему качеству соответствуют меньшие натуральные значения показателя  $K_i$ , при приведении к однородному виду используют прием

$$K_i^* = 1 - K_i \quad (2.4)$$

Если показатели выражаются в балльной системе, то показатель качества представляется как

$$K_i = \frac{K_i - K_{i \min}}{K_{i \max} - K_{i \min}}, \quad (2.5)$$

где  $K_i$  - число баллов  $i$ -го частного показателя;  $K_{i \max}$  и  $K_{i \min}$  - максимальное и минимальное число баллов в множестве перебираемых при синтезе вариантов ЗП.

В связи с тем, что на характеристики ЗП прутковых автоматов (функцию  $\Phi$ ) в целом, и патрона, в частности, оказывает влияние отклонение диаметра детали (например, в цанговых патронах - отклонение  $\Delta d$ ), то для этого целесообразно в критериях использовать еще один сомножитель типа  $e^{-\delta\Phi}$ . Этот сомножитель характеризует стабильность (или неравномерность) показателей ЗП при отклонениях диаметра прутка, различной схеме приложения нагрузки и т.д.

Показатель радиальной точности может быть представлен как

$$K_{mp} = (1 - \alpha_d^4) \cdot \left[ 1 - \frac{\sqrt{h_k \sum_{i=2}^l \delta_i}}{\left( \delta_c + h_k + \sum_{i=2}^l \delta_i \right)} \right] \quad (2.6)$$

где  $\alpha_d = d_a/d_n$  - коэффициент формы детали, определяемый отношением внутреннего диаметра к наружному;  $h_k$  - контактные сближения в сопряжении зажимного элемента с заготовкой;  $\delta_i$  - допуск на радиальное биение  $i$ -той поверхности;  $\delta_c$  - деформация собственно детали.

Учитывая, что биение зажатой оправки (детали) является случайной величиной и зависит от многих факторов (геометрических и связанных с процессом зажима) показатель радиальной точности может быть в виде:

$$K_{mp} = \sqrt{\sum_n \Delta_{pzn}^2} / \sqrt{\sum_n \Delta_{pzn}^2 + \sum_i \Delta_{pzi}^2}, \quad (2.7)$$

где,  $\Delta_{pzn}$  - биение из-за геометрических погрешностей изготовления и сборки патрона;  $\Delta_{pzi}$  - биение из-за влияния различных факторов в процессе зажима.

С определенными допущениями можно использовать предельные значения, тогда

$$K_{mp} = \frac{\sum_n \Delta_{pzn}}{\sum_n \Delta_{pzn} + \sum_i \Delta_{pzi}} = \frac{1}{1 + \sum_i \Delta_{pzi} / \sum_n \Delta_{pzn}} \quad (2.8)$$

В некоторых случаях показатель быстродействия может быть представлен как

$$K_b = e^{-t/t_{um}} \quad (2.9)$$

где  $t = t_p + t_n + t_s$  - общее время вспомогательных движений, связанных с разжимом, подачей прутка и зажимом;  $t_{um}$  - штучное время обработки представительной детали (или среднее время цикла пруткового автомата).

Показатель быстроходности  $K_{бх}$  для высокоскоростных ЗП можно представить в виде скоростного коэффициента  $K_c$ , представляющего запас быстроходности и учитывающего характер изменения силы зажима, например, радиальной  $T$  в патроне при увеличении частоты его вращения до предельной  $[n]$  или  $[\omega]$  с учетом максимально допустимой приводом станка  $n_{cm}$  (или  $\omega_{cm}$ ):

$$K_c = K_{m\omega} \cdot K_\omega, \quad (2.10)$$

где  $K_{m\omega} = T_\omega / T = 1 - \Delta T_\omega / T = 1 - \lambda_{m\omega}$  - коэффициент потери радиальной силы зажима в патроне, который по условиям надежной (безопасной) работы не

должен быть ниже 2/3;  $K_{\omega} = [n]/n_{cm} = [\omega]/\omega_{cm}$  – коэффициент запаса быстроходности.

Итак, скоростной коэффициент ЗП будет:

$$K_c = \frac{(1 - \Delta T_{\omega}/T)[n]}{n_{cm}} = \frac{(1 - \lambda_{\omega})[\omega]}{\omega_{cm}} \quad (2.11)$$

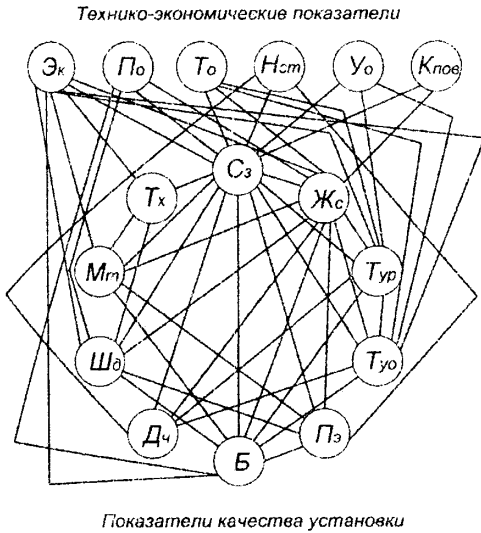


Рис. 2.4. Граф связей и взаимовлияния показателей качества установки с технико-экономическими показателями

После приведения частных показателей к однородному, нормализованному виду необходимо выполнить анализ их относительной важности [28], т.е. провести мысленный эксперимент для ранжирования показателей и определения весовых коэффициентов. Для этого, на примере цангового ЗП для прутков, воспользуемся приемом неформальных процедур [27], построив исходя из структуры процесса установки и резания, граф связей между показателями качества установки (показатель быстроходности  $K_{\omega}$  не учитывается) и взаимовлияния на технико-экономические показатели пруткового автомата (рис.2.4). Каждая связь (ребро графа) соответствует весу 1.

Ранжирование показателей приведено в табл.2.4, подтвержденное опытом проектирования и эксплуатации ЗП, а также теоретическими расчетами. Таким образом отношение предпочтения для приведенных к однородному виду показателей при выборе оптимального (рационального) ЗП будет (знак  $\succ$  обозначает предпочтение по важности, знак  $\infty$  - равноценность):

$$K_c \succ K_{\omega} \succ K_{\alpha} \succ \{K_{mp} \infty K_{mo}\} \succ K_{ш} \succ \{K_{и} \infty K_{u}\} \succ K_{\delta} \succ K_{m} \quad (2.12)$$

Согласно [28] при наличии полной непротиворечивой информации относительную важность каждого показателя можно оценить положительным числом  $\alpha_i$  - весовым коэффициентом, обладающим свойством адаптивности, исходя из чего отношениям (2.12) будут соответствовать отношения коэффициентов

$$\alpha_c > \alpha_{ж} > \alpha_{\beta} > (\alpha_{mp} + \alpha_{mo}) > \alpha_{и} > (\alpha_{и} + \alpha_{и}) > \alpha_{\sigma} > \alpha_m; \quad (2.13)$$

$$\alpha_{mp} = \alpha_{mo}; \quad \alpha_{и} = \alpha_{и}.$$

Оценивая важность критериев коэффициентами  $\alpha_i$  в шкале отношений (порядковой) с учетом дискретности шкалы, равной единице, производим их нормирование, начиная с менее важного:  $1 < 2 < (3+3) < 7 < (8+8) < 17 < 18 < 19$ . Отсюда  $\alpha_m = 1/86$ ;  $\alpha_{\sigma} = 2/86$ ;  $\alpha_m = \alpha_{и} = 3/86$ ;  $\alpha = 7/86$ ;  $\alpha_{mp} = \alpha_{mo} = 8/86$ ;  $\alpha_{\beta} = 17/86$ ;  $\alpha_{ж} = 18/86$ ;  $\alpha_c = 19/86$ .

Таблица 2.4. Ранжировка показателей установки и зависящих от них технико-экономических показателей станка-автомата

Показатели качества установки	$C_z$	$Ж_c$	$Б$	$T_{ур}$	$T_{yo}$	$Ш_{\sigma}$	$P_z$	$M_m$	$D_u$	$T_x$	
Веса	15	13	9	8	8	7	6	6	5	4	
Технико-экономич. показатели	$\mathcal{E}_k$		$P_o$		$T_o$		$U_o$		$H_{cm}$		$T$
Веса	8		4		4		4		3		2

Комплексный показатель качества ЗП, обладающий аддитивными коэффициентами важности, как показано в [9], может быть взвешенная сумма, представляющая целевую функцию для оптимизации:

$$K = \Phi = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot \overset{\circ}{K}_i, \quad (2.14)$$

причем лучшей стратегии выбора (или оптимизации) должно соответствовать большее значение  $K = \Phi$ . При нормализованных  $\overset{\circ}{K}_i$  и  $\alpha_i$  максимальное значение  $K = 1$ . При использовании обобщенного критерия, если частные критерии равноценны и однородны, все весовые коэффициенты принимают равными  $\alpha_i = 1$ , что упрощает задачу.

Имея несколько структур, схем или конструкций ЗП и используя известные методики определения характеристик этих механизмов, можно, иногда не прибегая к сравнительным испытаниям, определить наиболее эффективный механизм (привод, патрон) или сравнить одинаковые разных типоразмеров. В этом случае необходимо определить для каждого ЗП показатель качества  $K$  и выбрать наиболее эффективные (предпочтительные), у которых значения показателя качества будут наибольшими.

Комплексный показатель качества позволяет на стадии проектирования принимать более рациональные конструктивные решения. По критерию (2.1) и (2.14) задачи оптимизации сводятся к поиску максимума ( $K \rightarrow \max$ ). Можно,

используя различные преобразования, типа  $K' = 1 - K$  или  $K'' = 1/K$ ; решать задачи поиска минимума ( $K' \rightarrow \min$ ), ( $K'' \rightarrow \min$ ). Для отдельных частных показателей возможно решение минимаксных задач [7], например, оптимизация параметров зажимного патрона по показателю радиальной точности  $K_{np}$ :

$$\max K_{np} \rightarrow \min. \quad (2.15)$$

### 2.3. Силовые потоки и контуры в зажимных механизмах, влияющие на принцип зажима

В ЗП 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.2.5), рассматривая различные направления на входе и выходе [31].

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 ЗП и его энергетические показатели.

Рассмотрим на примере цанговых ЗП.

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 ЗП последнее звено силового потока имеет следующее сочетание сил (табл.2.5, поз.2): осевая  $S_{\Sigma}$  - радиальная  $T_{\Sigma}$ , нормальная к поверхности зажима. Выбор принципов цангового или другого вида зажима, в том числе неизвестного, сводится к реализации сочетаний сил: 1) осевая  $S_{\Sigma}$  - осевая  $S_{\Sigma}$ ; 2) осевая  $S_{\Sigma}$  - окружная  $P_{окр}$ ; 3) окружная  $P_{окр}$  (крутящий момент) - радиальная  $T_{\Sigma}$ ; 4) радиальная  $T_{\Sigma}$  - радиальная  $T_{\Sigma}$  и т.д. Возможно сочетание направлений силового потока как из 3 по 2, так и из 3 по 3. Например, осевой силой  $S_{\Sigma}$  создаются радиальная сила зажима  $T_{\Sigma}$  и крутящий момент  $M_{кр}$  (табл.2.5, поз.10).

Таким образом, сочетания сил  $S_{\Sigma}$ ,  $T_{\Sigma}$ ,  $P_{окр}$  ( $M_{кр}$ ) 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 2.5. Силовые потоки в системе привод-патрон ЗМ при зажиме вращающихся объектов

№ п/п	Схема	Вход (Привод)	Выход (Патрон)	Код силового потока
1.		$S_{\Sigma}$	$S_{\Sigma}^*$	1-1
2.			$T_{\Sigma}$	1-2
3.			$M_{кр}^* (P_{окр})$	1-3
4.		$T_{\Sigma}^*$	$S_{\Sigma}^*$	2-1
2.			$T_{\Sigma}$	2-2
6.			$M_{кр}^*$	2-3
7.		$M_{кр}$	$S_{\Sigma}^*$	3-1
8.			$T_{\Sigma}$	3-2
9.			$M_{кр}^*$	3-3
10.		$S_{\Sigma}$	$T_{\Sigma}, M_{кр}^*$	1-23
11.		$T_{\Sigma}^*$	$S_{\Sigma}^*, M_{кр}^*$	2-13
12.		$M_{кр}$	$T_{\Sigma}, \dots$	3-12

\* Выполнение обратной функции;  $S_{\Sigma} \rightarrow 1$ ;  $T_{\Sigma} \rightarrow 2$ ;  $M_{кр} \rightarrow 3$

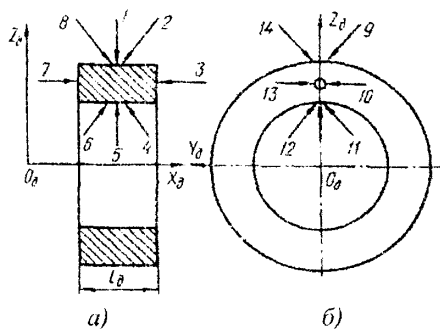


Рис. 2.5. К выбору типа зажимного патрона по направлению результирующего усилия зажима

наружный; 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.2.6): рычажные (Р), клиновые (К), мембранные (М), упругие (У) и их сочетания. По типу ПУЗ часто определяется название зажимного патрона.

В замкнутой системе ЗП силовой контур зажимного патрона (табл.2.7) 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.

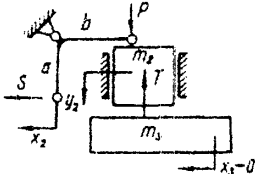
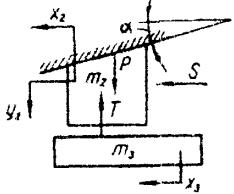
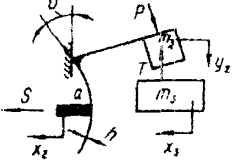
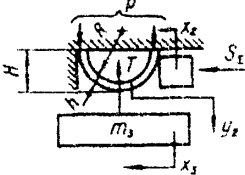
Когда известны тип станка, вид заготовки и производимой с ней операции принцип зажима сводится к поиску оптимальной (рациональной) схема базирования и зажима. Например, при токарной обработке прутков основные способы закрепляются и принципы цангового зажима сводятся к

Зажим цилиндрической детали можно осуществлять силой  $S_z$  или моментом  $M$ , от привода, создающими направление зажимного усилия. В плоскости оси детали существует 8 (рис.2.5,а), а в перпендикулярной плоскости – 6 таких направлений (рис.2.5,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 внут-



представленным в табл.2.8. 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.

Таблица 2.6. 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 $\frac{y_2}{x_2} = \frac{b}{a}$	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 2.7. К выбору типа зажимного патрона по  
 стальному контуру и замкаютю

Показатели радиальной точности зажима	Схема замкания сил зажима	Условное изображение патрона		Тип патрона	Силовой контур	ЗАМКНУТЫЙ		Тип патрона	Силовой контур			
		поперечное	продольное			Открытый	Закрытый					
Показатели радиальной точности зажима	Схема замкания сил зажима	поперечное	продольное	Рычажный (Р)	Силовой контур	Открытый	Мембранный (М)	Закрытый	Силовой контур			
				Клиновидный (К)								
				Упругий (У)								
				Горловой								
				Клиноупругий (КУ)								
				РАЗМКНУТЫЙ			Силовой контур			Горловой	РАЗМКНУТЫЙ	Силовой контур
				Клиноупругий (КУ)								

Примечание. Условные обозначения:  $\Delta^d$  и К - соответственно радиальное биение и конусность на определенном вылете;  $\uparrow$  - меньше;  $\downarrow$  - больше.

Таблица 2.8. К выбору способа цангового зажима прутка

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

Принцип зажима во многом определяется типом и размерами детали. Прутковая заготовка характерна изменяемым соотношением диаметрально-длинных параметров (табл.2.9) 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 2.9. Классификация деталей типа тел вращения по безразмерным коэффициентам диаметрально-длинновым параметрам

Длинновой параметр			Толщина $t$	Высота $H$			Длина $L$				
Параметр металло-емкости	$d$	$\beta_r(\beta_m)$		$\rightarrow 0$	$\leq 1$			$> 1$			
		$\alpha_d$	$\alpha_t$	$\geq 0,001$ $\leq 0,01$	$\geq 0,01$ $\leq 0,1$	$\geq 0,1$ $\leq 1$	$\geq 1$ $\leq 3 \dots 5$	$\geq 3 \dots 5$ $\leq 10 \dots 20$	$\geq 20$ $\leq 1000$	$\geq 1000$	
площадная	$= 0$	$= 0$	$= 0,5$	Пластина	Диск	Блин	Ось Палец	Вал	Труток Штанга	Проволока	
место-енная	Пустотелая $\neq 0$	$> 0$	$< 0,5$	Мембрана	Шайба	Кольцо	Втулка	Цилиндр Шпиндель	Ствол Труба	Труба	
		$< 0,8$	$> 0,1$	Прокладка							
инко-енная	Пустотелая $\neq 0$	$> 0,8$	$< 0,1$	Пружинное кольцо			Гильза		Трубка		
		$\rightarrow 1$	$\rightarrow 1$								

Примечание. Количество вариантов (способов) механического зажима:  много;  среднее;  мало

Поиск принципов зажима, структур ЗП и устройств регулирования и стабилизации силовых характеристик ЗП 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 ЗП записывают (морфологическое описание) в виде слова, например, из четырех разрядов по функциональному описанию  $\varepsilon_T$  и общей структуре ЗП (рис.2.6).

Зажимной механизм с функцией  $\varepsilon_T$  - привод (Пр) с функцией  $\varepsilon_S$  (Э1) + патрон (П) с функцией  $\varepsilon_K$  (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 ЗП 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.2.10). В общем случае ЗП с точки зрения стабилизации или регулирования силовой характеристики может иметь вес функции от -4 до +4. При весе функции  $\varepsilon_T$ , равном нулю, ЗП имеет

стабильную радиальную силу зажима  $T_z = const$ , не зависящую от отклонения диаметра заготовки  $\Delta d$ , так как  $\epsilon_T = 0$ .

Таблица 2.10. Ячейки памяти в двоичной системе для направленного поиска ЗМ с заданными силовыми характеристиками

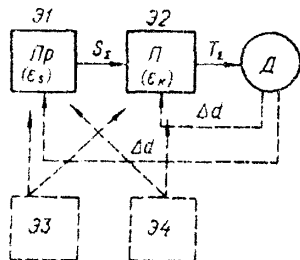


Рис. 2.6. Структурно-функциональная схема ЗП

Ячейки памяти	ЗМ с функциями				Вес функции $\epsilon_T$
	$\epsilon_s$		$\epsilon_k$		
	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 ЗП с регулированием различных характеристик (не только силы, но и жесткости, точности, быстродействия и т.д.), а также при создании широкодиапазонных и быстроперенастраиваемых ЗП.

## 2.4. Особенности структурно-схемного синтеза зажимных патронов

Структурно-схемный синтез ЗП 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, 14, 7] использован для синтеза структур и схем ЗП 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 (см. рис.2.3).

С инженерной точки зрения разные структуры рассматриваемого ЗП 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 ЗП 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 ЗП) 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 ЗП имеет многоуровневое иерархическое деление на все более простые элементы.

Для сложных систем ЗП 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 ЗП задачи структурной оптимизации можно решать с применением ЭВМ на трех уровнях, ориентируясь на двухуровневые задачи.

## **2.5. Дифференциально-морфологический метод структурно-схемного синтеза зажимных патронов**

При синтезе структур и схем зажимных патронов целесообразно применять дифференциально-морфологический метод [14], представляющий развитие и комбинацию известных [22, 31, 32]. 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 ЗЭ. 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 [14].

Приемы расчленения ЗЭ (рис.2.7) 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.2.8) согласно теории графов только в плоскости  $X - Y$  (рис.2.8,а) при образовании дерева полного графа (рис.2.8,б,в) число вариантов неизоморфных деревьев на вершинах  $p = 7$  (рис.2.8,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.

Используя правило суммы для полного расчленения по осям  $X$  и  $Y$ , получаем число сочетаний  $C_n = 11$  (табл.2.11). Для неполного расчленения по осям  $X$  и  $Y$  число неизоморфных вариантов будет больше, так как число сочетаний  $n = 4$  по  $r = 2, 3, 4$   $C_m = 11$ . При комбинированном расчленении только основного ЗЭ число вариантов схем  $C_k = C_n + C_m = 11 + 15 = 26$ . 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.

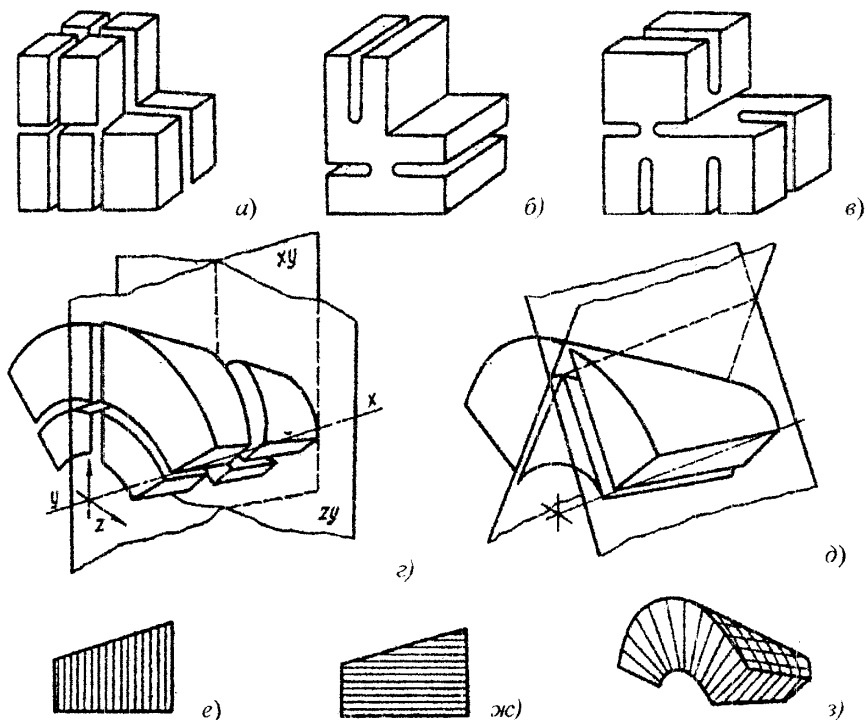


Рис. 2.7. Варианты расчленения (дифференцирующих функций) зажимных элементов: а, г) полное продольное и поперечное; б, в) неполное продольное и поперечное; д) полное гранное; е) полное многократное (многослойное) поперечное; ж) полное многократное (многослойное) продольное; з) полное многократное (многослойное) продольное и поперечное, образующее сыпучую или текучую среду

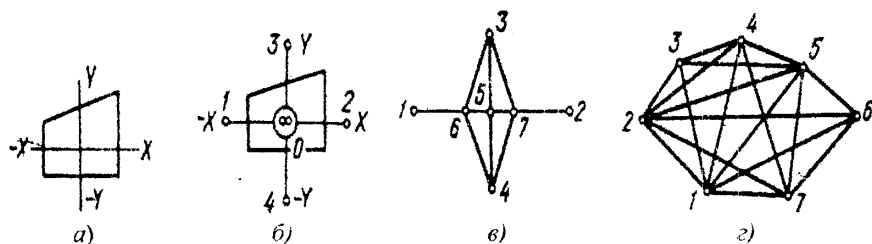


Рис. 2.8. Последовательность образования дерева полного графа структуры зажимного патрона эвристическим приемом расчленения зажимного элемента с клиновым ПУЗ в продольном сечении плоскости  $X-Y$



Таблица 2.11. 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>					
	XOY0 (0)			X—Y (204)	
	—XX (102)			—X—YY (10 304)	
	—YY (304)			X—YY (20 304)	
	—XY (103)			—XXY (10 102)	
	—X—Y (104)			—XX—Y (40 102)	
	XY (203)			—XX—YY (1 0 20 304)	
<i>Неполное расчленение</i>					
	XOY0 (0)			—X0—Y (14)	
	—X0 (1)			X0—Y (24)	
	X0 (2)			X0Y (23)	
	Y0 (3)			—X0Y0—Y (334)	
	—Y0 (4)			X0Y0—Y (234)	
	—X0X (12)			—X0X0Y (123)	
	Y0—Y (34)			—X0X0—Y (124)	
	—X0Y (13)			—X0X0Y0—Y (1234)	

Расчленение может быть полным (продольное, поперечное, угловое, звездой, гранное), неполным и комбинированным (табл.2.12), что даст 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, сыпучесть и т. д. Неполное расчленение служит для выраживания 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.2.11) 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.

Для выбора лучшего варианта структуры патрона целесообразно принять балльную систему приоритета частных показателей по 5-балльной шкале. Каждому виду полного двунаправленного расчленения дается свой балл в соответствии с эффектом действия на частный показатель (табл.2.13). 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 среднearифметическое 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 пользуются другой оценкой приоритета. Например, при синтезе зажимных патронов повышенной жесткости комплексный показатель структуры учитывает требования радиальной жесткости (точности) и технологичности:



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

где  $K_{ж} = K_{mp} = \sum \alpha_n + \mathcal{E}_y + \mathcal{E}_x \rightarrow \max$  - показатель жесткости;

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

Таблица 2.12. 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

Комбинированное расчленение			
	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 2.13. 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	$K_{ж}$		•	—	Δ	/
Точность зажима:	радиальная		—	•	Δ	/
	осевая					
Прочность	$K_n$	/	•		—	Δ
Быстродействие	$K_d$	/	Δ	•		—
Долговечность	$K_o$	Δ	/		•	—
Широкодиапазонность	$K_w$	Δ	/		•	—
Металлоемкость	$K_m$	•	/	Δ	—	
Технологичность	$K_m$	•	—	/		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.2.14);  $\mathcal{E}_\gamma$  и  $\mathcal{E}_\chi$  - эффекты расчленения, характеризующие степень увеличения радиальной жесткости, точности зажима и зависящие от вида и направления (табл.2.15);  $\mathcal{E}_{ПУЗ}$  - эффект технологичности, зависящий от типа ПУЗ (табл.2.16);  $n_{ПУЗ}$  - количество ПУЗ в патроне.

Таблица 2.14. Весовые коэффициенты  $\alpha_n$  зажимных элементов

Зажимной элемент	Основной	Дополнительный	Фиксирующий	Промежуточный
Коэффициент $\alpha_n$	1,0	0,75	0,5	0,25

Таблица 2.12. Значения эффектов расчленения зажимного элемента

Эффект	Расчленение			
	полное		неполное	
	однонаправленное	двунаправленное	однонаправленное	двунаправленное
$\mathcal{E}_\gamma$	2,0	2,0	0,5	1,0
$\mathcal{E}_\chi$	-0,25	-0,5	0,25	0,5

Таблица 2.16. 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 $\beta_\chi/\beta_\gamma$ к той или иной оси (направлению расчленения) значения эффект изменяются следующим образом: $\mathcal{E}_{\beta_\chi} = \mathcal{E}_\chi \cos \beta_\chi$ ; $\mathcal{E}_{\beta_\gamma} = \mathcal{E}_\gamma \cos \beta_\gamma$ .				

С введением различных связей (рис.2.9) 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.2.9,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.2.10).

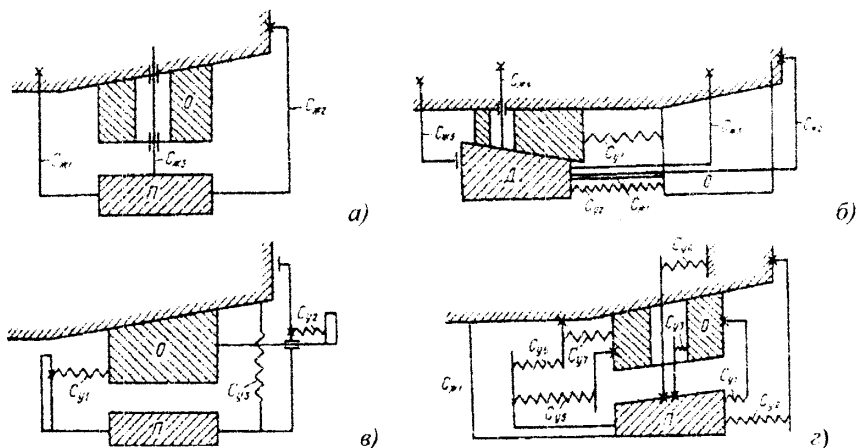


Рис. 2.9. Варианты жестких ( $C_{ж}$ ) и упругих ( $C_{уп}$ ) связей элементов в зажимных патронах: а, б) с цилиндрической цангой; в) с двойным зажимом; г) самонастраивающиеся; О – основной, Д – дополнительный, П – промежуточный зажимные элементы

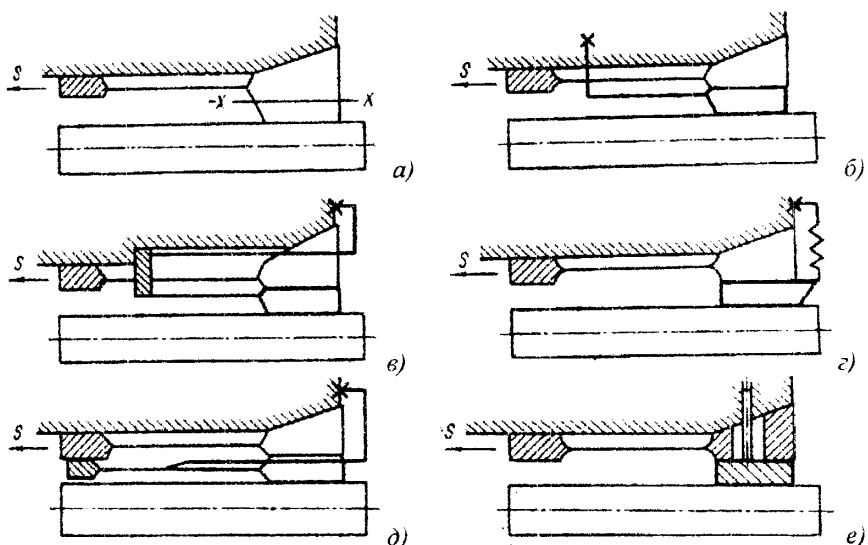


Рис. 2.10. Схемы высокоточных цанговых патронов, синтезированные полным продольным расчленением (табл. 2.11, код 102): а) исходный патрон (прототип); б-е) связи цилиндрической цанги со шпинделем (корпусом) соответственно внутри шпинделя (байонет, поджим или стопор), внутри шпинделя и снаружи (поджим), снаружи шпинделя через упругий фланец, снаружи шпинделя через лепесток, внутри шпинделя через зубку; X – место жесткой связи; S – осевая сила зажима

Цанговые патроны с двойным зажимом (рис.2.11) 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.2.9,в). 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).

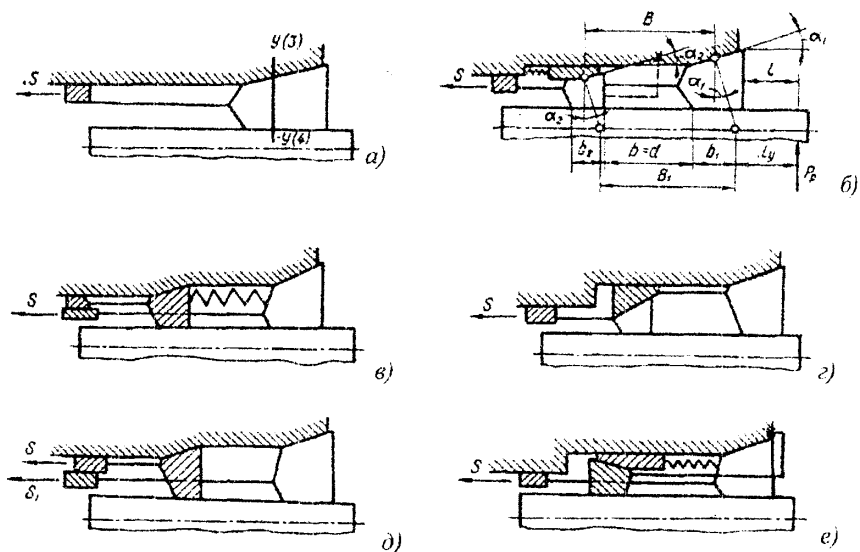


Рис. 2.11. Схемы цанговых патронов с двойным зажимом, синтезированные полным поперечным расчленением (табл. 2.11, код 304): а) исходный патрон (прототип); б) связь основной цанги с приводом через дополнительную при жесткой связи между собой; в) связи основной цанги с приводом и через упругий элемент с дополнительной; г) связи дополнительной цанги с приводом и по конусу с основной; д) связь основной и дополнительной цанг с приводом; е) связи основной цанги с приводом, через упругий элемент между собой и дополнительной жестко со шпинделем

Надежный зажим горячекатаных прутков на токарных автоматах обеспечивается с помощью самонастраивающихся цанговых патронов (СЦП)

[19]. 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, 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 цапги или кулачков патрона с различными передаточно-усилительными звеньями (рис.2.9,з). Создана серия СЦП с различными связями (рис.2.12).

Патроны (рис.2.12,а), содержащие цапгу 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.2.12,б), где упором пружин 3 служит гайка 4, навинченная на шпиндель. Для зажима тонкостенных труб с равномерно распределенным усилием целесообразно применять патроны (рис.2.12,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 цапги 1 (рис.2.12,е), с дополнительной неподвижной цапгой 3 (рис.2.12,д), усилие которой передается от конусной подпружиненной втулки 7, и с плавающим люнетом в виде сдвоенных клиньев 9 и 10, подпружиненных пружиной 8 (рис.2.12,е). Для повышения технологичности конструкции СЦП и удобства сборки в губках цапги 1 (рис.2.12,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) 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  $F_n$  неуравновешенных ЗЭ – куличков (рис.2.13,а). Разработаны схемы цапговых патронов с двойным зажимом (рычажно-клиновых, клино-рычажных, клино-упругих, клино-мембранных) при наличии одной связи с приводом (рис.2.13,б-д).



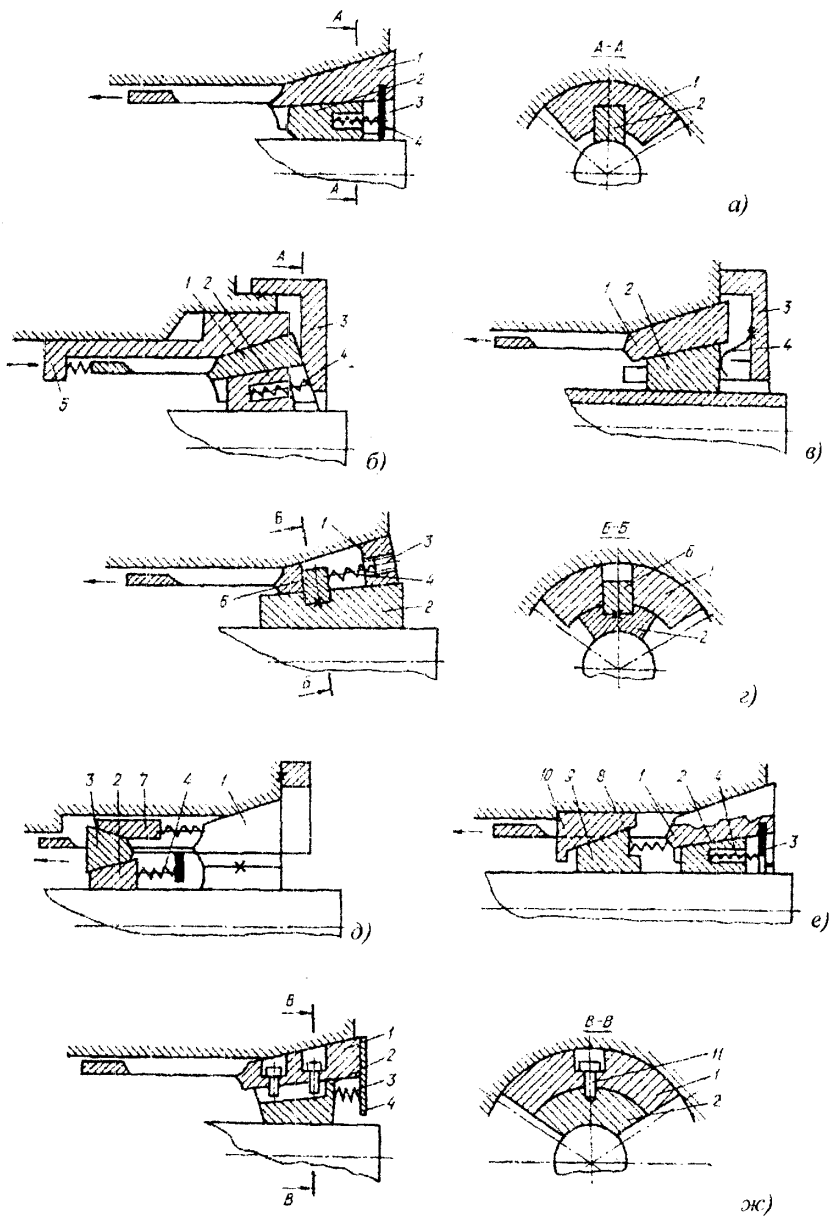


Рис. 2.12. Схемы СЦП

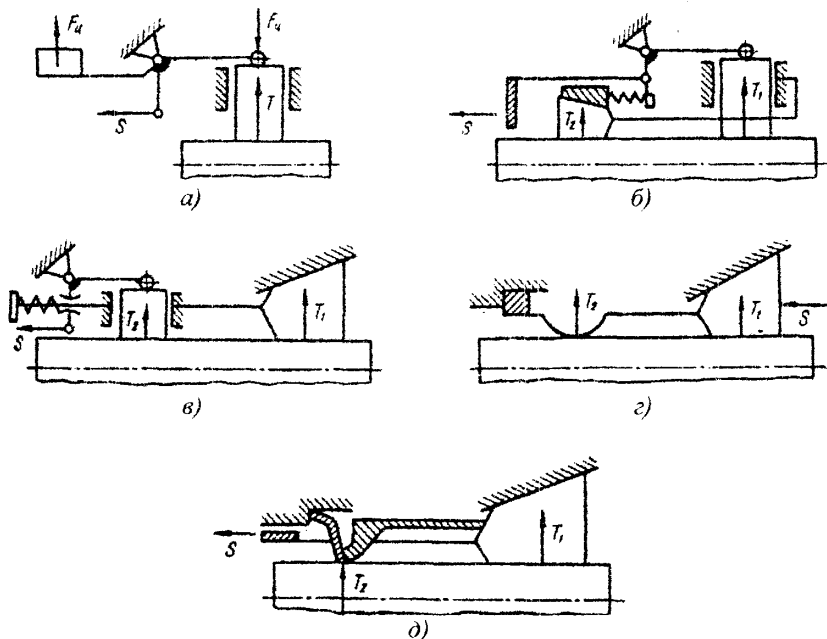


Рис. 2.13. Синтезированные схемы патронов с различными связями и сочетаниями ПУЗ: а) рычажный (Р) с уравниванием для компенсации центробежных сил  $F_d$ ; б) рычажно-клиновой (Р-К); в) клино-рычажный (К-Р); г) клино-упругий (К-У); д) клино-мембранный (К-М);  $S$  – осевая сила зажима,  $T_1, T_2$  – радиальная сила зажима основным и дополнительным зажимными элементами

## 2.6. Задачи оптимального синтеза зажимных патронов

Выбор конструкции ЗП и расчет его оптимальных параметров является завершающей стадией (IV уровень, рис.2.1) оптимального конструирования ЗМ с анализом его работы в процессе зажима-разжима и при резании. В ЗП 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 ЗП 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  $C_{xi} (C_{xi} \in B)$ . 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 ЗП целесообразно рассматривать не всю систему ЗП, а его элементы. 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 ЗП 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 и т.д.), а иногда и кратные какой-либо величине значения, например, число разрезов или элементов желательно делать кратным  $360^\circ$ ,

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 [7, 23, 24]. 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).

При параметрической оптимизации патронов широкого назначения в качестве целевой функции выбирается комплексный показатель качества [17], 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 [12]. 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.

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.

## Литература к главе 2

1. Автоматизация поискового проектирования: ( Искус. интеллект в проектировании машин.)/А.И. Половинкин, Н.К. Бобков, Т.Я. Буш и др. - М.: Радио и связь, 1981.-344с.
2. Блюмберг В.А., Глущенко В.Ф. Какое решение лучше? Метод расстановки приоритетов. – Л.: Лениздат, 1982.-160с.
3. Бункин В.А., Курицкий Б.Я., Сокуренок Ю.А. Решение задач оптимизации в управлении машиностроительным производством. – Л.: Машиностроение, 1976.- 232с.
4. Васильев Г.Н. Автоматизированный расчет и моделирование механизмов узлов металлорежущих станков. – Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1978, вып. 298.- с.41-42.
5. Вентцель Е.С. Исследование операций: задачи, принципы, методология. - М.: Наука, 1980.- 208с.
6. Геминтерн В.И., Каган Б.М. Методы оптимального проектирования. –М.: Энергия, 1980.- 160с.
7. Глушков В.М. Введение в АСУ. – К.: Техника, 1972.- 312с.
8. Дитрех Я. Проектирование и конструирование: Системный подход. Пер. с польск. – М.: Мир, 1981.- 456с.
9. Каневский Г.Н. К вопросу выбора весомых коэффициентов при оптимальном проектировании узлов машин. -- В кн.: Автоматизация проектно-конструкторских и технологических работ в машиностроении. - Тула: 1979.-с.68-72.
10. Клепцин Ф.С., Кузьменко Ю.А. Оценка конструкции зажимного механизма с гидромеханическим самотормозящим приводом по комплексному критерию сравнения. – Тр. Ульян. Политех. Ин-та, 1970, вып. 3.- с.105-114.
11. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение.- 277с.
12. Кузнецов Ю.Н. Новое в теории и практике проектирования зажимных патронов // Вестник НТУУ «Киевский политехнический институт». Серия машиностроение. -- 1998.- №33.- с. 82-106.
13. Кузнецов Ю.Н. Направления развития цапговых зажимных механизмов. - Вестник машиностроения, 1981, №2.- с.60-63.

14. Кузнецов Ю.Н. Оптимизация синтеза зажимных патронов. — К.: О-во «Знание» УССР, 1980. — 26с.
15. Кузнецов Ю.М. Теория развязания творческих задач. — К.: ГОВ «ЗМОК»-ПП «ТНОЗИС», 2003. — 294с.
16. Кузнецов Ю.Н., Кухаренко А.В. Новые зажимные механизмы станков-автоматов. — К.: Техніка, 1979. — 151с.
17. Кузнецов Ю.Н., Проскураков К.И. Комплексный показатель качества механических устройств. — Надежность и контроль качества, 1981, №2. — с. 29-35
18. Кузнецов Ю.Н., Сидорко В.И. Применение метода функционально-стоимостного анализа при синтезе патентов. — Технология и автоматизация машиностроения. — К.: 1983, вып. 32. — с. 56-61.
19. Кузнецов Ю.Н., Вацев А.А. Принципы создания самонастраивающихся и широкодиапазонных зажимных патронов. — К.: О-во «Знание» УССР, 1982. — 24с.
20. Кузнецов Ю.М., Луцзяк Л.В., Дубняк С.А. Теория технических систем. — К.: Тернопіль, 1998. — 310с.
21. Любатов Ю.В. О средних взвешенных оценках качества. — Стандарты и качество, 1972, №7. — с. 48-50.
22. Методы поиска новых технических решений / Под ред. А.И. Половинкина. — Ишкар-ола: Марийское книжное издательство, 1976. — 152с.
23. Моисев Н.Н. Численные методы в теории оптимальных систем. — М.: Наука, 1971. — 316с.
24. Моисев Н.Н. Математические задачи системного анализа. — М.: Наука, 1981. — 488с.
25. Моисеева Н.К. Выбор технических решений при создании новых изделий. — М.: Машиностроение, 1980. — 272с.
26. Одрин В.М., Картавов С.С. Морфологический анализ систем. Построение морфологических матриц. — К.: Наукова думка, 1977. — 183с.
27. Орловский С.А. Проблемы принятия решения при нечеткой исходной информации. — М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981. — 208с.
28. Подиновский В.В. Многокритериальные задачи с упорядоченными по важности критериями.
29. Понtryчин Л.С. Математическая теория оптимальных процессов. — М.: Физматгиз, 1961. — 365с.
30. Рейнгольд Э., Нивергельт Ю., Део Н. Комбинаторные алгоритмы (теория и практика). Перевод с англ. Е.Л. Липатова. — М.: Мир, 1980. — 476с.
31. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник / Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вацев, С.П. Саров, А.И. Црвенков; под ред. Ю.Н. Кузнецова. — К.: Техніка; Софий. Гос. Изд-во «Техніка», 1988. — 222с.

32. Самоцентриращи патронници и цангови затягащи механизми/ Под общ. Ред А. Цървенков/ Ю.Н. Кузнецов, А.Й. Цървенков, А.А. Вачев, С.П. Сяров Держ. Изд-во «Техника» София, 1989; изд-во «техника» Киев, 1988.- 162с.
33. Сигорский В.П. Математический аппарат инженера. – К.: Техника, 1977.- 768с.
34. Стронгин Р.Г. Численные методы в многоэкстремальных задачах. – М.: Наука, 1978.- 240с.

# ГЛАВА 3. ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫЕ ЗАЖИМНЫЕ ПАТРОНЫ (ИЗП) ДЛЯ ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ И ПРЕЦИЗИОННОЙ ОБРАБОТКИ

## 3.1. Новые технологии обработки резанием

В современной обработке материалов резанием существует множество новых технологий, которые непрерывно исследуются и оптимизируются. Их объединяют снижение себестоимости изготовления и повышение качества. К известным новым технологиям обработки металлов резанием, которые в последнее время всё больше используются и развиваются, относятся сухая обработка (обработка без применения или с минимальным применением смазывающе-охлаждающей жидкости), твердая обработка (обработка закаленных материалов резанием геометрически определенной кромкой) и высокоскоростная обработка [13] (рис.3.1). Этих три технологических аспекта обработки резанием не ограничивают друг друга, а наоборот, во многих случаях совместно реализуются.



*Рис. 3.1. Новые технологии обработки резанием*

**Сухая обработка** и обработка с применением минимального количества смазочно-охлаждающей жидкости сегодня применяется во многих видах обработки резанием инструментом с геометрически определенным лезвием, таких как фрезерование, сверление, зенкерование, зубонарезание и др. В сравнении с традиционной обработкой с использованием смазочно-охлаждающей жидкости (масла или эмульсии) при сухой обработке отказываются от смазочно-охлаждающей жидкости. При обработке с минимальным количеством смазочно-охлаждающей жидкости она подается дозированно в виде воздушно-масляной смеси (аэрозоли) и выполняет в большей степени функцию смазывания в зоне обработки. Такая смазка эффективно уменьшает налипание обрабатываемого материала на инструмент. При



дозированной подаче её расход составляет 5...100 мл/мин, поэтому стружка слабо смачивается маслом и может удаляться как сухая [9]. Сухая обработка имеет следующие преимущества: уменьшение себестоимости обработки из-за экономии производственных затрат на смазочно-охлаждающую жидкость и её очистку, что составляет по данным [9] 11-15% всей себестоимости обработки; улучшение условий труда, так как смазочно-охлаждающая жидкость угрожает здоровью персонала; улучшается экология окружающей среды; повышается производительность. К недостаткам сухой обработки следует отнести образование пыли, особенно при обработке чугуна, большое термическое влияние на станок и плохая коррозионная стойкость. Отказ от охлаждающего влияния смазочно-охлаждающей жидкости должен компенсироваться конструктивными изменениями в станке, так как неравномерное температурное поле в рабочей зоне станка и точечная передача тепловой энергии на деталь, приспособление и станок в целом оказывает влияние на точность.

**Твёрдая обработка** – это обработка закаленных материалов резанием геометрически определенной режущей кромкой, которая может использоваться во многих случаях вместо шлифования. Наибольшее распространение получило твёрдое точение, однако открываются новые возможности твердого фрезерования и твердого сверления. К известным преимуществам процесса твердой обработки с геометрически определенной режущей кромкой в сравнении с шлифованием является высокая гибкость, которая особенно проявляется при обработке сильно изменяющихся наружных контуров деталей, что в итоге приводит к уменьшению штучного времени обработки. Кроме того преимуществом является невысокая стоимость лезвийного инструмента в сравнении с абразивным и хорошая экология, так как можно не использовать смазочно-охлаждающие жидкости [13]. Точность обработки в некоторых случаях сопоставима с точностью, полученной при шлифровании. К недостаткам следует отнести довольно высокую кинематическую шероховатость, повышенный износ инструмента и то, что в процессе твердой обработки возникают высокие температуры, приводящие к большим нагрузкам на компоненты технологической системы.

**Высокоскоростная обработка (HSC)** все чаще используется в автомобильной, авиационной промышленности, а также других областях машиностроительного производства. Исследования в области обработки резанием показывают снижение сил резания в некотором диапазоне скоростей. При небольших сечениях среза в данном диапазоне скоростей основная масса тепла концентрируется в стружке, не успевая переходить в заготовку. Поэтому основной принцип высокоскоростной обработки – малое сечение среза снимаемое с высокой скоростью резания, и соответственно высокие обороты

шпинделя и высокая минутная подача. Немецкий ученый Эфенберг на основании различных литературных данных разделил обработку резанием в зависимости от скорости резания на следующие виды: традиционная обработка ( $V \leq 500$  м/мин); высокопроизводительная обработка ( $V = 500 - 2500$  м/мин); высокоскоростная обработка ( $V > 2500$  м/мин); ультравысокоскоростная ( $V > 7400$  м/мин) [18]. Наибольшее значение для определения скорости резания при высокоскоростной обработке имеют в первую очередь обрабатываемый материал (рис.3.2) и эффекты, связанные с силовыми характеристиками и температурой в зоне резания. Немецкий ученый Шульц [18] определяет высокоскоростную обработку, как обработку со скоростями резания в 5–10 раз больше, чем традиционная обработка.

Обрабатываемый материал

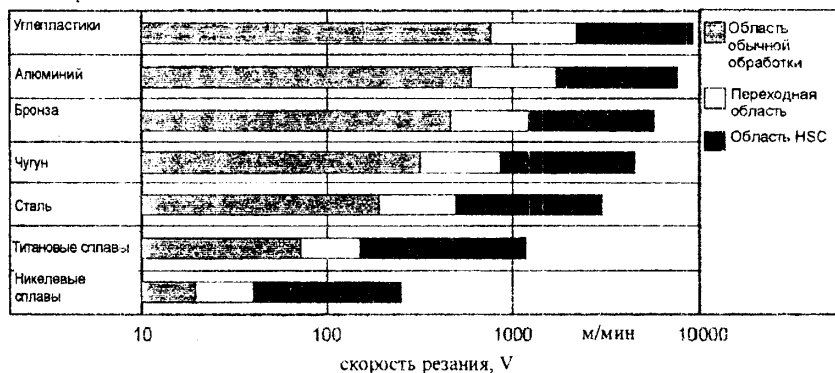


Рис. 3.2. Скорость резания при высокоскоростном фрезеровании разных материалов

Высокоскоростная обработка имеет следующие преимущества: уменьшение времени обработки; увеличение объема материала, снимаемого в единицу времени; уменьшение сил резания и затрачиваемой мощности при одинаковой производительности снятия материала; улучшение качества обрабатываемой поверхности; повышение точности размеров и формы; избежание вибраций при резании; избежание образования заусенцев; уменьшение теплового потока на деталь; уменьшение или исключение операций последующей обработки; экономия использования инструментальных материалов; повышение гибкости [13, 18]. Характеристика высокоскоростной обработки приведена на рис.3.3.

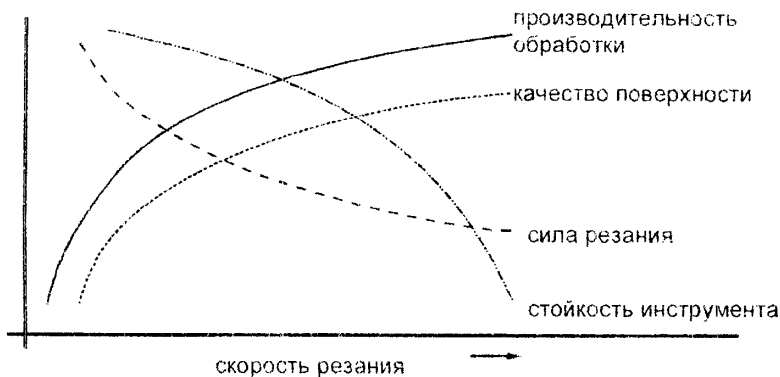


Рис. 3.3. Характеристика высокоскоростной обработки резанием

Поскольку граничная толщина срезаемого слоя небольшая, то с технологической точки зрения наряду с большой скоростью резания для снятия большого количества материала необходимые большие скорости подачи [25] (рис.3.4).

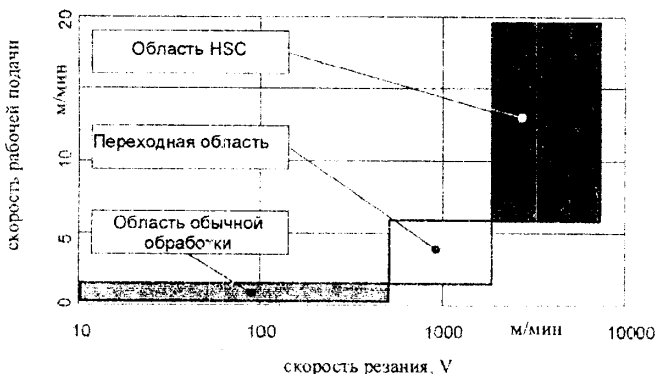


Рис. 3.4. Скорости рабочих подач при обработке алюминиевых сплавов

В отдельных случаях увеличение скорости резания всегда приводит к улучшению производительности. Но в большинстве случаев существует определенная граница, после которой увеличение скорости резания негативно сказывается на производительности и качеству поверхности. Поэтому в последнее время, особенно при черновой обработке, существует тенденция к увеличению подачи на зуб при высокой скорости резания, что по сравнению с традиционной обработкой приблизительно в два раза выше. Такая обработка

называется **высокопроизводительной (НРС)**. В большинстве случаев увеличение подачи на зуб при высокой скорости резания ограничивается располагаемой мощностью шпинделя с инструментом, а также требуемым качеством обработанной поверхности. Сравнение высокоскоростной и высокопроизводительной обработки по разным критериям приведено на рис.3.5. [18].

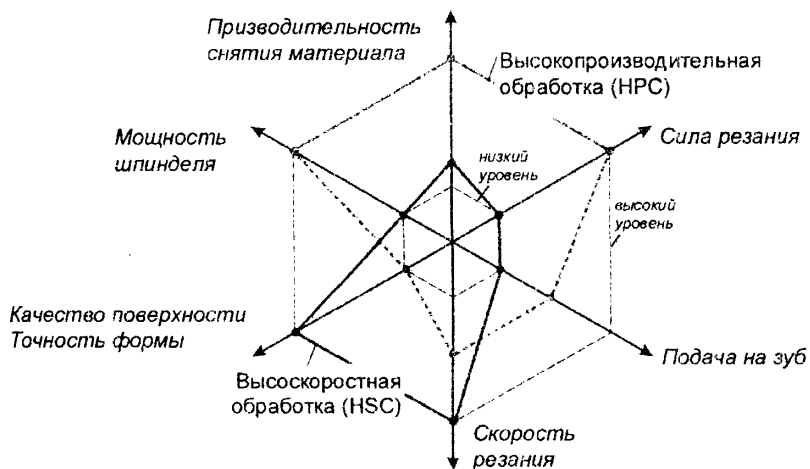


Рис. 3.5. Сравнение высокоскоростной и высокопроизводительной обработки

### 3.2. Системы зажима инструментальных оправок

Соединение инструмента со шпинделем станка влияет на точность и производительность операций механической обработки [1, 3-5]. В большинстве случаев режущий инструмент соединяется со шпинделем станка, используя оправки или патроны. Но существуют также случаи непосредственного соединения режущего инструмента со шпинделем станка, что обеспечивает точное базирование и закрепление, а также высокую жесткость. При этом конец шпинделя выполняется в виде разного рода цилиндрических, конических, полигональных или зубчатых поверхностей под соответствующие присоединительные поверхности режущего инструмента (рис.3.6) [21].

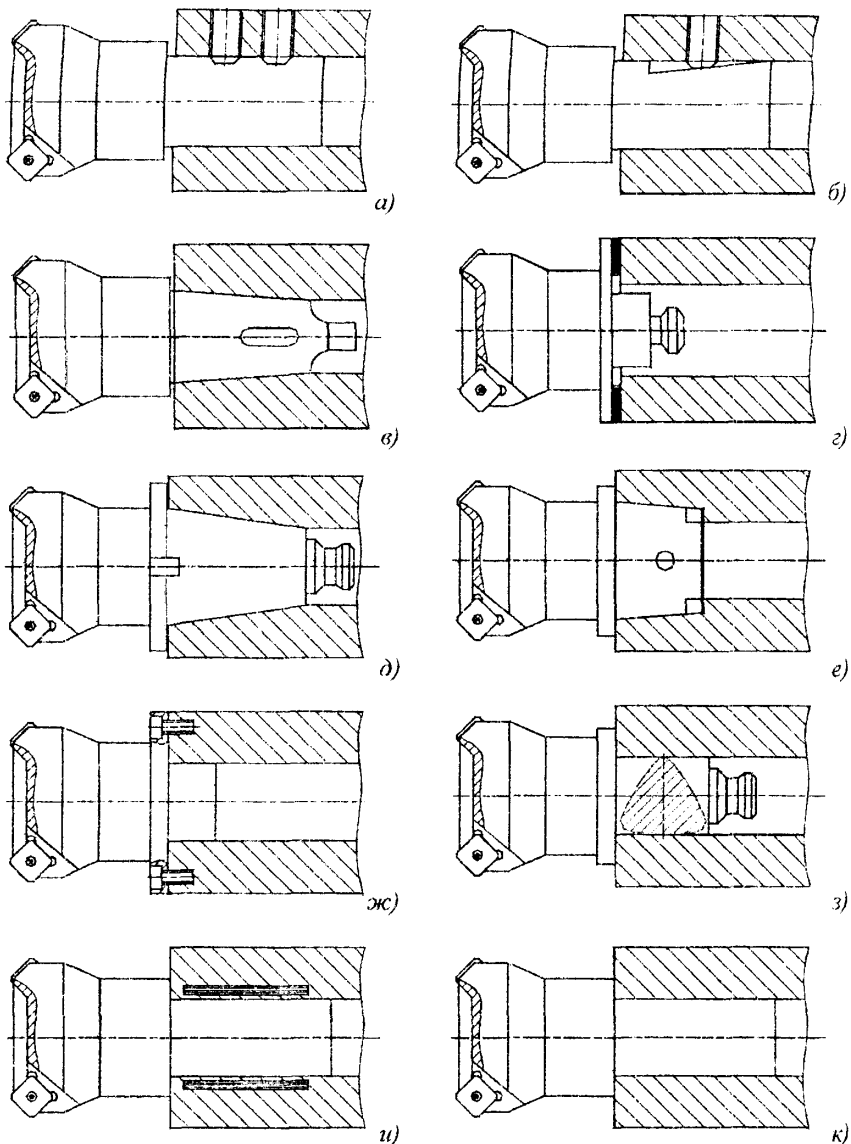
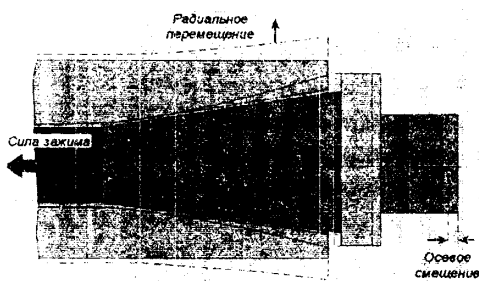


Рис. 3.6. Способы соединения режущего инструмента непосредственно со шпинделем станка: а) соединение Weldon; б) цилиндрический хвостовик и наклонная поверхность; в) конус Морзе; г) соединение через торцевые зубья; д) конус SK (7:24); е) полый конус HSK (1:10); ж) фланцевое соединение; з) соединение Sorokat Carlo; и) гидравлическое соединение; к) термическое соединение с натягом



Передача вращающего момента при небольших нагрузках осуществляется трением. При передаче больших вращающихся моментов и динамической нагрузке используются пазы на фланце, взаимодействующие с торцевыми шпонками шпинделя станка. Пазы расположены симметрично и гарантируют однозначную ориентацию инструмента в шпинделе станка. Фиксация оправки с хвостовиками, выполненными согласно DIN 69871, JIS B6339 (MAS BT 403), ANSI B5.50, происходит путем ее автоматизированного осевого перемещения приводом зажима. Взаимодействие привода зажима с оправкой происходит через скошенные поверхности на конце винта, соединенного с ней. Фиксация оправки с конусом, выполненными согласно DIN 2080, осуществляется вручную с помощью штанги с нарезанной на ее конце резьбой.



*Рис. 3.8. Деформации шпинделя и смещение инструментальной оправки при высоких частотах вращения*

уменьшается площадь контакта, а в самых неблагоприятных случаях это приводит к смещению оправки с инструментом (рис.3.8.), что приводит к повышенному износу инструмента, односторонней нагрузке присоединительного конуса и шпиндельных подшипников, а также к потере точности обработки. Этому недостатка лишены полые конуса (HSK).

**Конические полые хвостовики HSK** в последнее время широко используются в современном металлорежущем оборудовании для фрезерно-сверлильно-расточной обработки благодаря таким преимуществам как точность, жесткость, возможность работы на высоких частотах вращения, высокая повторная точность установки. Основные функциональные элементы HSK с упорным фланцем формы А согласно DIN 69893 приведены на рис.3.9. Пустотелый конус выполнен упругим в радиальном направлении, что обеспечивает плотное прилегание к присоединительной поверхности шпинделя. Пазы для передачи крутящего момента расположены со стороны

фиксация, а сквозное отверстие служит для ручной фиксации HSK в шпинделе станка. Трапецевидная канавка, гнездо для захвата и паз для индексации исполняют роль функциональных поверхностей для ориентации и автоматической смены инструментальной оправки. В гнездо для кодирования устанавливается микрочип с необходимой информацией по режущему инструменту.

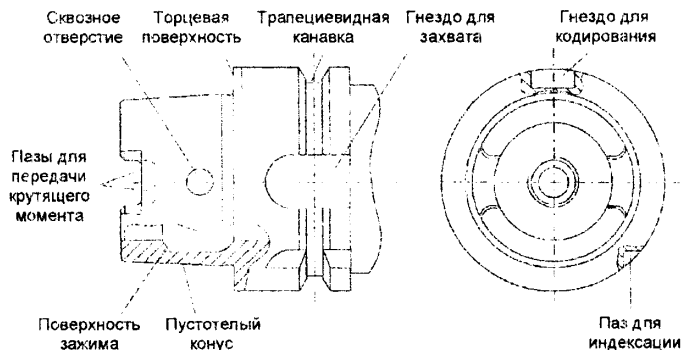


Рис. 3.9. Функциональные элементы HSK-A согласно DIN 69893

Существует 6 разных типов хвостовиков HSK (рис.3.10), конструкция и размеры которых регламентированы стандартами DIN 69893, ISO 12164-1, ГОСТ Р 51547-2000, ГОСТ Р 51688-2000 (табл.3.1).

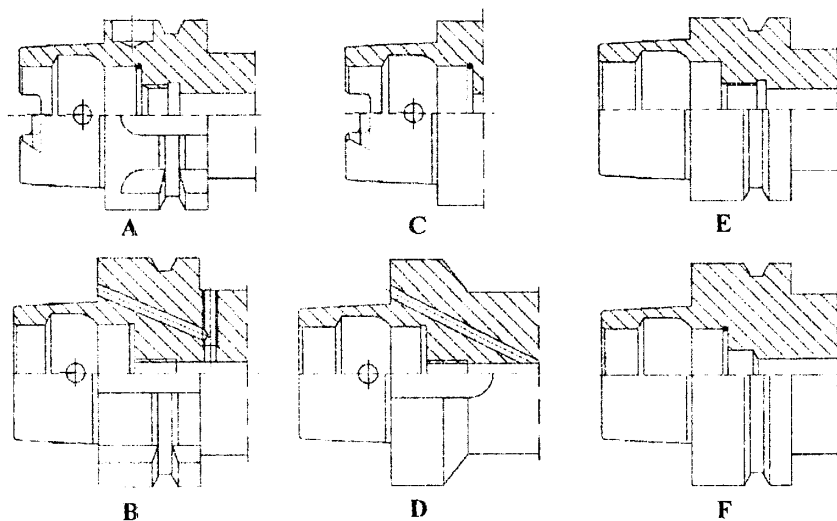


Рис. 3.10. Типы HSK, конструкция которых регламентирована DIN 69893



Таблица 3.1. Номенклатура хвостовиков HSK, регламентированных DIN 69893

HSK	25	32	40	50	63	80	100	125	160
A		+	+	+	+	+	+	+	+
B			+	+	+	+	+	+	+
C		+	+	+	+	+	+		
D			+	+	+	+	+	+	
E	+	+	+	+	+				
F				+	+	+			

Хвостовики HSK разных типов конструктивно отличаются в первую очередь шириной торцевой базирующей поверхности. У хвостовиков типов А, С, Е узкий торцевой пояс, а у типов В, D, F – широкий. Кроме того, они отличаются расположением каналов для подвода смазочно-охлаждающей жидкости. Повод смазочно-охлаждающей жидкости в хвостовиках типов В, D осуществляется через отверстия, расположенные на бурте, а у остальных типов – через специальные трубки, установленные по центру. Хвостовики типов С и D не имеют трапецевидных канавок, так как они предназначены для ручной смены инструментальных оправок. Хвостовики формы Е используется в станках со встроенными высокоскоростными шпинделями и деревообрабатывающих станках. Они имеют симметричную конструкцию относительно оси вращения, а передача вращающего момента осуществляется только за счет трения.

Соединение хвостовиков HSK со шпинделем имеет большую изгибную и осевую жесткость (рис.3.11) [24] в сравнении с соединениями с хвостовиками SK или цилиндрическими благодаря базированию по торцевой поверхности шпинделя и увеличенному опорному диаметру. При очень большом нагрузочном изгибном моменте может произойти отрыв от торца шпинделя присоединительной торцевой поверхности полого конуса. Жесткость соединения до начала отрыва не зависит от силы зажима, а также от использованной зажимной системы. Значения изгибной жесткости для разных размеров хвостовиков HSK формы А до момента отрыва приведены на рис.3.12 [24]. Значение момента отрыва повышается с увеличением силы зажима. На рис.3.13 приведены значения экспериментально измеренных граничных изгибных моментов соединений с полыми конусами формы А в зависимости от разных усилий затягивания. В обычных производственных условиях работают до граничного изгибного момента (момента отрыва торцевой поверхности конуса). Исключением может быть обработка инструментами с большим вылетом и значительной силовой нагрузкой.

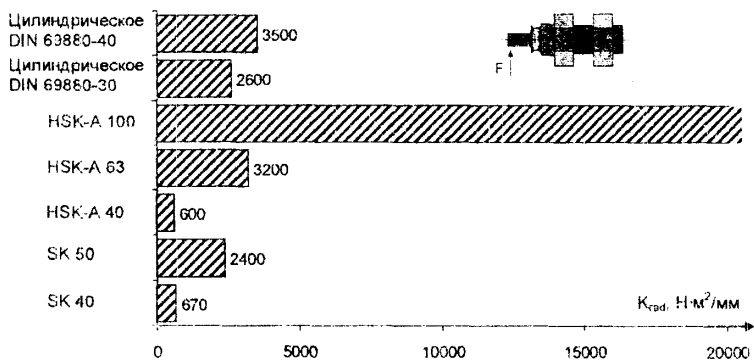
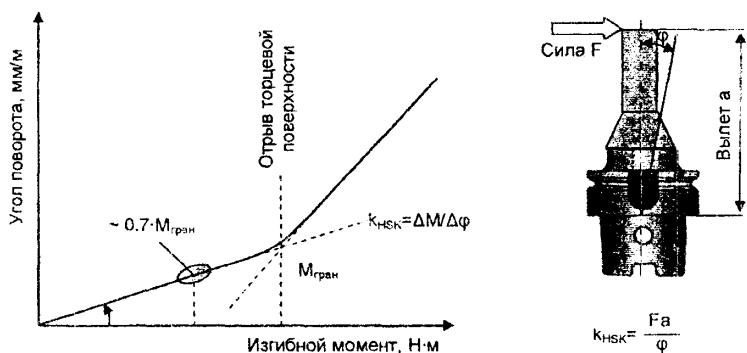


Рис. 3.11. Радиальная жесткость цилиндрических соединений, соединений с хвостовиками HSK и SK



Размер	32	40	50	63	80	100	125
Сила зажима, кН	5	6,8	11	18	28	45	70
Изгибная жесткость, (Н·м <sup>2</sup> )/мм	150	600	1700	3300	8500	20500	34540

Рис. 3.12. Значения изгибной жесткости для соединений с хвостовиками HSK-A

Максимально возможная частота вращения хвостовиков HSK определяется потерей центрирования передней части конуса, а также достижением разрушающих напряжений в задней части конуса. Так называемая граничная частота вращения зависит от большого числа факторов. Наибольшее влияние имеет длина контакта закрепленного конуса, радиальный натяг между хвостовой частью HSK и коническим отверстием шпинделя, а также используемая зажимная система. При работе на высоких частотах вращения

необходимо учитывать пониженную базирующую способность при граничной частоте вращения; при этом должны проверяться два основополагающих условия [24]:

- максимальное напряжение от центробежных сил возникает, как правило, в области радиусного сопряжения поверхности зажима и внутреннего диаметра конуса, а также в основе паза для передачи вращающего момента;
- точное радиальное центрирование инструмента в передней области зажимной оправки должно происходить как можно ближе к торцевой базирующей поверхности конуса.

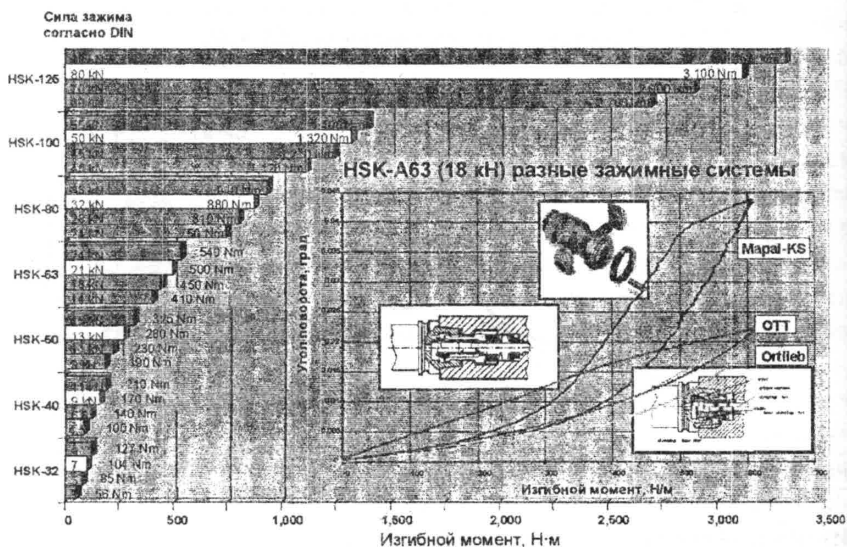
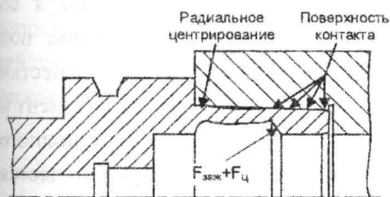
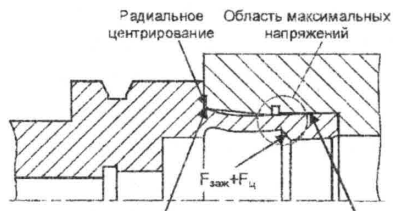


Рис. 3.13. Влияние силы зажима на граничный изгибный момент

В большинстве случаев предпочитается зажим по всей длине конуса оправки (рис.3.14,а). По результатам моделирования с помощью метода конечных элементов при высоких частотах вращения уменьшается кромочный контакт и сужается область в центре конуса, так как уменьшается длина контакта [24]. С целью беспрепятственного расширения конца конуса в задней части конического отверстия шпинделя станка (в области возникновения повышенных напряжений, возникающих в результате действия центробежных сил) выполняют поверхность, свободную от зажима (рис.3.14,б).



а)



б)

Критерий граничной частоты вращения: Цилиндрическая радиальный контакт в торце шпинделя расточка

Рис. 3.14. Влияние радиального контакта хвостовика с базирующей поверхностью шпинделя станка на граничную частоту вращения: а) коническая базирующая поверхность; б) комбинация конической базирующей поверхности с поверхностью, свободной от зажима

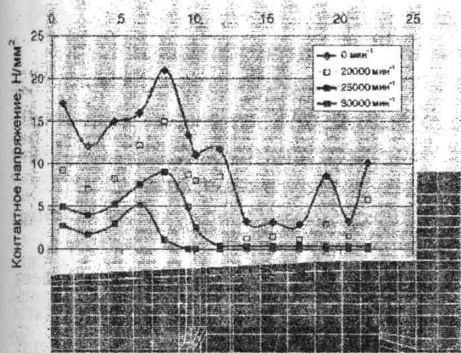


Рис. 3.15. Зависимости контактных напряжений от частот вращения

На рис.3.15 приведены результаты моделирования с использованием метода конечных элементов контактных напряжений в зоне контакта конической поверхности HSK-A50 с конусом шпинделя при силе зажима 11,3 кН [11].

Исходя из этого на практике следует учитывать особенности поведения хвостовиков HSK при работе на высоких частотах вращения шпинделя станка.

**Системы зажима оправок с коническими и полыми коническими хвостовиками.** В современных металлорежущих станках применяют различные типы устройств для зажима инструментальных оправок в шпинделе. Их можно разделить на две группы – ручные и механизированные. На рис.3.16 приведены конструкции ручных зажимных устройств с винтовым и эксцентриковым зажимом оправок с хвостовиками HSK [10]. Зажимное устройство с винтовым зажимом оправки 1 (рис.3.16,а) состоит из многолепестковой разжимной цанги 2, тяги зажима 3 с навинченной втулкой со скошенным торцом, находящейся в зацеплении с цангой, подвижной втулки 4 с надетым на неё упругим элементом из резины, штифта 6 со скошенными под углом 45° поверхностями, установленном в тяге 3, и нажимных винтов 5. Зажим

оправки осуществляется нажимными винтами, которые взаимодействуя со штифтами, перемещают тягу зажима. При перемещении тяги зажима под действием скошенной поверхности, навинченной на тягу втулки, лепестки цанги раскрываются и перемещаясь вместе с тягой сжимают упругий элемент и упираются в поверхность зажима полого конуса, перемещая его до полного зажима. Возврат многолепестковой цанги при разжипе осуществляется упругим элементом подвижной втулки. Такая конструкция обеспечивает охват поверхности зажима по контуру, оптимальную жесткость и высокую силу затягивания.

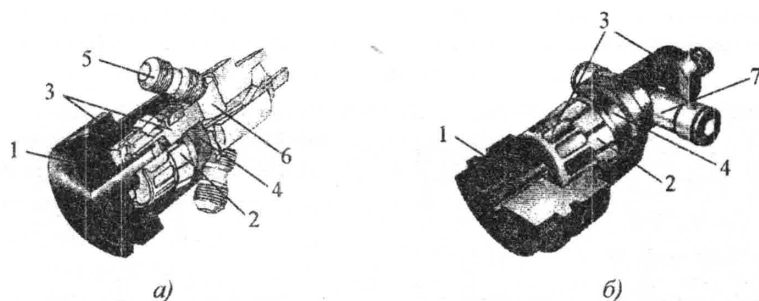


Рис. 3.16. Конструкции ручных зажимных устройств хвостовиков HSK фирмы Cytec System: а) с винтовым зажимом; б) с эксцентриковым зажимом

Зажимное устройство с эксцентриковым зажимом (рис.3.16,б) имеет аналогичную конструкцию и отличается только механизмом перемещения тяги 3 с навинченной втулкой. В тяге 3 выполнен паз, в который входит эксцентриковый палец 7. Зажим оправки происходит при повороте эксцентрикового пальца на угол  $130^\circ$ .

Механизированные системы зажима инструментальных оправок обеспечивают стабильность зажимного усилия, быстродействие и надежность работы. В традиционную структуру таких систем для зажима оправок с хвостовиками SK и HSK (рис.3.17) входит механизм захвата, механизм затяжки, привод разжима и устройство контроля перемещения тяги зажима. Механизмы захвата могут быть шариковыми, байонетными, цанговыми, с качающимися скобами, с сухарями, винтовыми [2]. В большинстве случаев механизм затяжки выполняется пружинным (в виде пакета тарельчатых пружин), или гидромеханическим. Приводы разжима могут быть вращательными и стационарными. Компактные вращательные разжимные устройства с небольшой вращающейся массой позволяют работать на частотах вращения до  $45000 \text{ мин}^{-1}$  и не нагружают шпиндельные подшипники. При

больших частотах вращения приводы разжима стационарны и крепятся к неподвижным частям шпиндельных бабок. В этом случае сила разжима действует на шпиндельные подшипники в результате чего происходит их легкая перегрузка.

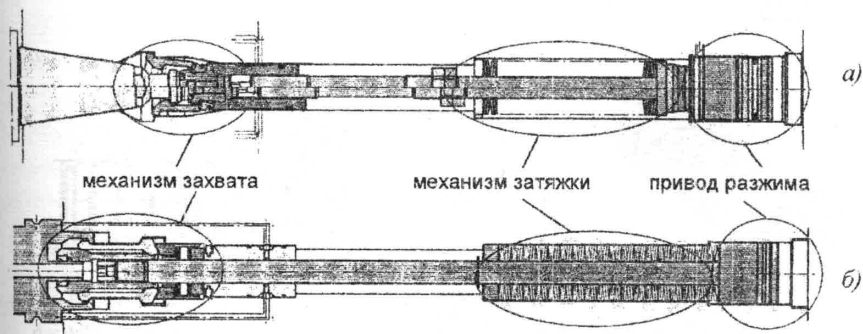


Рис. 3.17. Конструкции традиционных механизированных зажимных устройств: а) оправок с хвостовиками SK; б) оправок с хвостовиками HSK

Известными мировыми производителями механизированных систем зажима инструментальных оправок являются Röhм Spannzeuge, Ott Jakob Spanntechnik, Ortlieb Präzisions Spannzeuge, Berg Spanntechnik, Cytec System и др.

При зажиме оправок с хвостовиками SK в большинстве случаев применяются механизмы захвата с составными четырех- или шестилепестковыми цангами (рис.3.18). Захват оправки производится за хвостовик 1, ввинченный в конус оправки. В шпинделе станка выполнены специальные расточки с поверхностями под углом  $30^\circ$ . Лепестки 2 устанавливаются в выточке цангового держателя тяги 3 и стягиваются пружиной 3. Оправка при установке в шпиндель конической поверхностью хвостовика раздвигает лепестки составной цанги, преодолевая усилие стяжной пружины, и углубляется в образованную полость. Окончательный зажим оправки осуществляется при перемещении цангового держателя вправо. При этом лепестки составной цанги поворачиваются и сжимаются при вхождении в цилиндрическую расточку шпинделя. При перемещении цангового держателя влево концы лепестков цанги входят в расточку и раскрываются. Для извлечения оправки остается преодолеть только усилие стягивающей пружины.

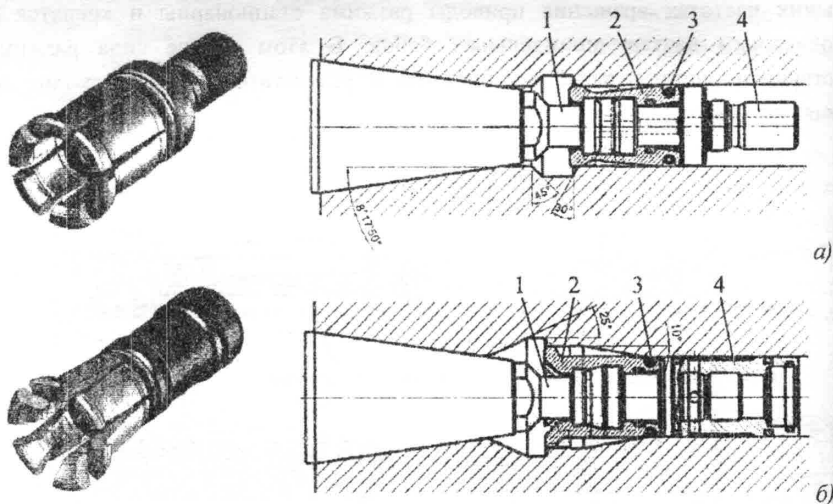


Рис. 3.18. Цанговые механизмы захвата хвостовиков SK фирмы Ortlieb Präzisions Spannzeuge: а) Tool-Grip SK; б) Uni-Grip SK

Механизм зажима инструментальных оправок с конусом SK и усилительным клиновым звеном фирмы Ott Jakob Spanntechnik (рис.3.19) состоит из гидроцилиндра зажима 1, нажимных штифтов 2, зажимного кольца 3, клина 4, шариков 5, зажимной втулки 6, тяги зажима 7, пакета тарельчатых пружин 8, цангового держателя 9 и зажимной цанги 10. При зажиме оправки пакет тарельчатых пружин давит на зажимную втулку 6 и сила, созданная им передается через шарики на зажимное кольцо. Благодаря разным углам наклона зажимной гильзы и зажимного кольца в точке контакта с шариками сила зажима увеличивается в 3...3,5 раза в сравнении с традиционным зажимом пакетом тарельчатых пружин (рис.3.17,а). Зажимное кольцо жестко связано тягой зажима, которая приводит в движение цанговый держатель с зажимной цангой. Сила зажима, создаваемая данным механизмом, для конуса SK3 составляет 6 кН, а для конуса SK60 – 80 кН. Разжим осуществляется помощью гидравлического цилиндра. Под действием давления на поршень нажимные штифты перемещают зажимную гильзу, которая сжимает пакет тарельчатых пружин. При разжиме сила, которую должен создать привод, выше чем сила зажима пакета тарельчатых пружин. Поэтому преодоление этой силы должно осуществляться только гидравлической системой. Такая конструкция предусматривает непосредственное соединение гидроцилиндра со шпинделем станка и не нагружает шпиндельные подшипники осевыми силами при разжиме оправки.

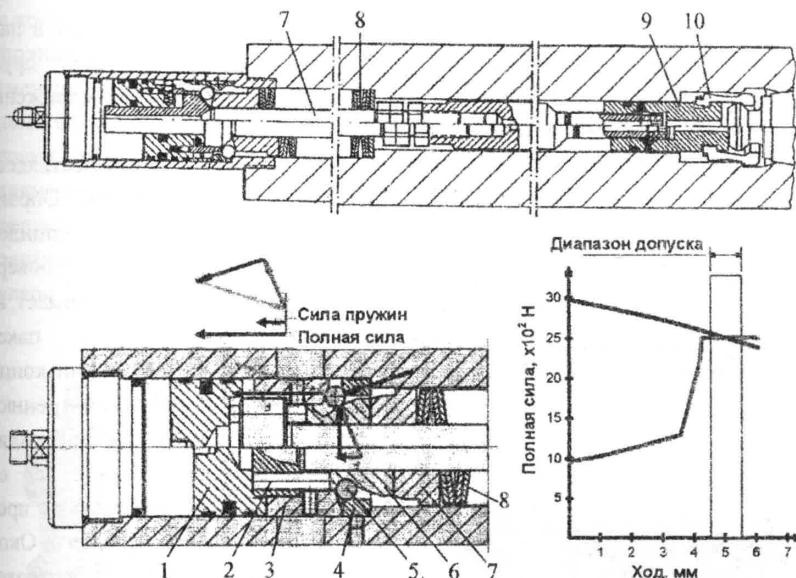


Рис. 3.19. Механизм зажима оправок с усилительным клиновым звеном фирмы Ott Jakob Spanntechnik

При зажиме оправок с хвостовиками HSK в основном применяются механизмы захвата с поворотными или радиально перемещаемыми при зажиме сегментами цапг. В отличие от зажима оправок с хвостовиками SK в этих устройствах зажим происходит изнутри при осевом перемещении зажимной головки.

Механизм захвата хвостовиков HSK с поворотно-подвижными при зажиме сегментами цапг (рис.3.20) состоит из подвижной в осевом направлении зажимной головки 3 и шести зажимных сегментов 5. Зажимная головка имеет коническую поверхность, которой взаимодействует при зажиме с внутренними наклонными поверхностями концов зажимных сегментов. Зажимные сегменты взаимодействуют с зажимной поверхностью хвостовика своими наружными выступами на передней части и находятся под нагрузкой стяжной пружины 6. Для облегчения захода хвостовика на передней части зажимных сегментов выполнены также наклонные поверхности. Стяжная пружина удерживает с небольшой силой зажимные сегменты в положении зажима при нахождении зажимной головки в положении разжима, что обеспечивает удерживание оправки с хвостовиком от выпадения. В аксиальном направлении зажимные сегменты своими задними концами прижимаются к уступу в отверстии шпинделя, который перпендикулярный его оси, с помощью прижимной втулки



7 и пакета пружин 8. Кроме того концы зажимных сегментов входят в пазы прижимной втулки, определяя их положение относительно друг друга. Зажимная головка навинчивается на штангу 9, которая приводит ее в движение, и фиксируется с помощью винта 3.

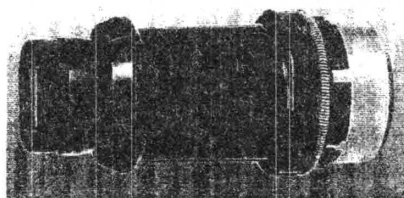
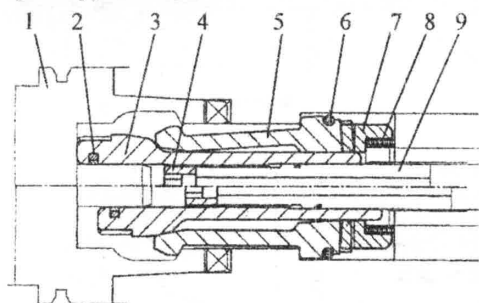


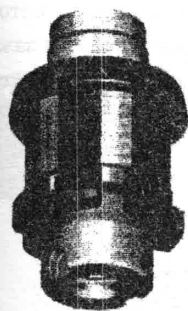
Рис. 3.20. Цанговый механизм захвата НК полых конических хвостовиков фирмы Berg Spanntechnik: а) конструкция; б) общий вид

радиальном направлении создавая зажимную силу на поверхности зажима хвостовика. В результате действия осевой и радиальной составляющей силы зажима происходит жесткая фиксация хвостовика по конической и торцевой поверхности шпинделя. Разжим осуществляется при перемещении тяги с зажимной головкой влево. Для извлечения оправки остается преодолеть только усилие стяжной пружины.

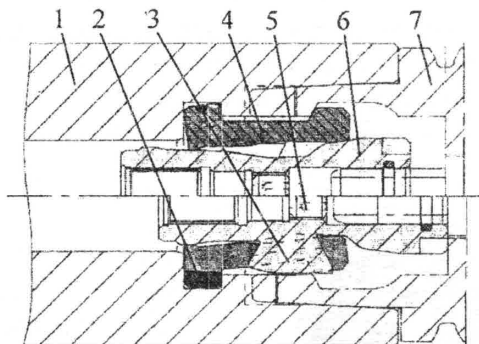
Механизм захвата хвостовиков HSK с поворотной-подвижными при зажиме сегментами цанг (рис.3.21) отличается размещением зажимных сегментов в зажимной головке с направляющими, что обеспечивает уменьшение дисбаланса. Механизм захвата хвостовиков 7 состоит из зажимной головки 6 с направляющими для зажимных сегментов 4, которые образованы за счет выполнения на зажимной головке радиальных пластинчатых выступов 3. Зажимные сегменты своими задними концами установлены в кольцевой паз шпинделя 1, а передними концами с наклонной поверхностью взаимодействуют с поверхностью зажима хвостовика. Передняя часть зажимной головки имеет

Зажим осуществляется следующим образом. Оправка при установке в шпиндель находит на наклонные поверхности сегментов и сжимает их, преодолевая усилие пакета пружин. При попадании концов сегментов во внутреннюю полость хвостовика они раздвигаются до контакта с его зажимной поверхностью, предварительно фиксируя его. Окончательный зажим осуществляется при перемещении тяги с зажимной головкой вправо. При этом зажимные сегменты внутренними наклонными поверхностями контактируют с конической поверхностью зажимной головки и раздвигаются в

две конических поверхности, выполненные под углами  $45^\circ$  и  $10^\circ$ . Поверхность, выполненная под углом  $45^\circ$ , служит для введения в контакт концов зажимных сегментов с поверхностью зажима хвостовика, а поверхность, выполненная под углом  $10^\circ$ , – для окончательного зажима хвостовика. В задней части зажимной головки также выполнены две цилиндрические поверхности разного диаметра, соединенные конической поверхностью, а также внутренняя резьбовая поверхность для присоединения тяги зажима, которая фиксируется винтом 5. Зажимные сегменты соединены в сегментную цангу эластичной резиновой втулкой 2.



а)



б)

Рис. 3.21. Цанговый механизм захвата хвостовиков HSK с направляющими зажимных сегментов фирмы Röhм Spannzeuge: а) общий вид; б) конструкция

В исходном положении задние концы зажимных сегментов расположены на большем диаметре задней части зажимной головки. При этом передние концы зажимных сегментов сведены. После установки хвостовика приводится в движение от тяги зажима зажимная головка. При перемещении зажимной головки задние концы зажимных сегментов перемещаются на цилиндрическую поверхность меньшего диаметра, а передние концы за счет перемещения по конической поверхности с углом наклона  $45^\circ$  поворачиваются, вступая в контакт с зажимной поверхностью хвостовика. Дальнейшее перемещение зажимной головки приводит к усилению тяговой силы за счет малого угла наклона конической поверхности ( $10^\circ$ ) и окончательному зажиму хвостовика.

Механизм захвата хвостовиков HSK с поворотной-подвижной при зажиме сегментами цанг и дополнительной цангой небольшой жесткости для его предварительной фиксации после установки (рис.3.22) состоит из аксиально-подвижной зажимной головки 6, зажимных сегментов 5 с

наклонными внешними поверхностями для взаимодействия с поверхностью зажима хвостовика 7. Зажимные сегменты задними концами установлены в кольцевой паз шпинделя 1. В резьбовое отверстие шпинделя параллельно зажимным сегментам ввинчена дополнительная и упругая в радиальном направлении цанга предварительной фиксации хвостовика 2. На внешней стороне лепестков дополнительной цанги выполнены поверхности для предварительной фиксации по поверхности зажима хвостовика и наклонные поверхности для облегчения его захода при установке. Поверхности зажимной головки для взаимодействия с зажимными сегментами выполнены аналогичными предыдущему случаю (рис.3.21). Между зажимными сегментами и дополнительной цангой находятся эластичные упругие элементы 3, которые установлены в отверстия дополнительной цанги. Присоединение тяги зажима осуществляется по внутреннему резьбовому отверстию, а ее фиксация в осевом направлении – винтом 3.

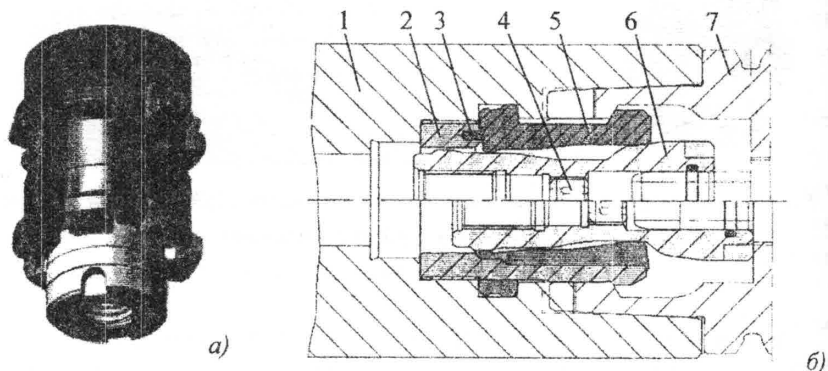


Рис. 3.22. Цанговый механизм захвата хвостовиков HSK с дополнительной цангой фирмы Röhrl Spannzeuge: а) общий вид; б) конструкция

В исходном положении лепестки дополнительной цанги раскрыты. Оправка при установке в шпиндель сжимает лепестки дополнительной цанги, преодолевая усилие их упругости. При определенном положении хвостовика лепестки цанги разжимаются и своими наклонными поверхностями предварительно фиксируют хвостовик по его зажимной поверхности. Процесс зажима хвостовика в шпинделе станка аналогичный предыдущему случаю (рис.3.21).

Поверхность контакта задних концов зажимных сегментов со шпинделем станка механизмов захвата с радиальным перемещением зажимных сегментов в отличие от механизмов захвата с поворотными подвижными сегментами цанг

наклонена под углом  $30^\circ$ . Такой механизм (рис.3.23) состоит из зажимной головки 2, навинченной на тягу зажима 5, которая фиксируется зажимным винтом 3. Зажимная головка контактирует своими коническими поверхностями с зажимными сегментами 3. На задних концах зажимных сегментов выполнены наклонные пазы, в которые входят выступы втулки 6. Между втулкой 6, навинченной на втулку 8, и кольцом 9 установлены пружины сжатия 7, обеспечивающие прижим зажимных сегментов к наклонной поверхности расточки шпинделя 10.

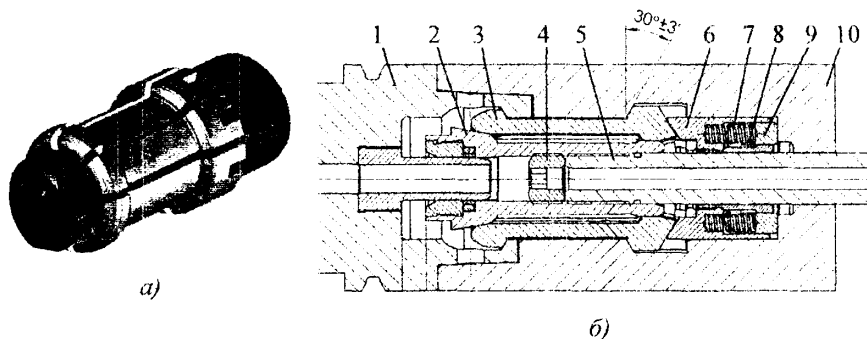


Рис. 3.23 Механизм захвата хвостовиков HSK с радиальным перемещением зажимных сегментов фирмы Ortlieb Präzisions Spannzeuge: а) общий вид; б) конструкция

Зажимные сегменты механизма захвата осуществляют захват конуса и усиливают осевое усилие затяжки. В процессе зажима они перемещаются одновременно в радиально от центра и в осевом направлении при перемещении тяги зажима по наклонным поверхностям зажимной головки. Усилие зажима создается при давлении конической поверхности зажимной головки на зажимные сегменты, действующие наклонными плоскостями передних концов на поверхность зажима полого конуса. Замкнутый силовой поток проходит через зажимные сегменты, а также по обих поверхностях зажима, размещенных под углом  $30^\circ$  в расточке шпинделя и полом коническом хвостовике. Пружины сжатия, размещенные по контуру втулки с выступами, обеспечивают перемещение зажимных сегментов к центру для обеспечения свободного вытягивания хвостовика при его смене. В некоторых конструкциях таких механизмов захвата вместо пружин сжатия используют короткий пакет тарельчатых пружин.

С целью увеличения долговечности механизмов захвата наиболее нагруженные поверхности зажимной головки выполняются из керамических материалов (рис.3.24), что позволяет обеспечивать стабильность силы зажима на протяжении около 3 млн. нагрузочных циклов.

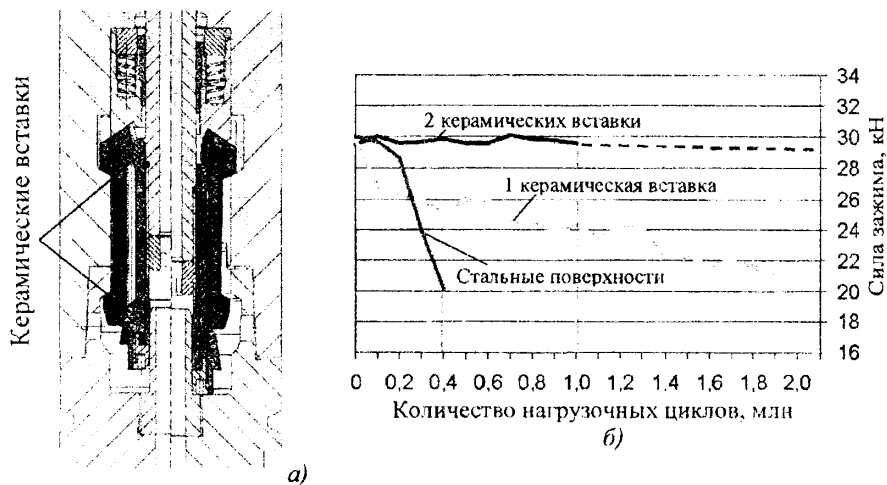


Рис. 3.24. Механизм захвата с керамическими вставками хвостовиков HSK-A63 фирмы *Ortlied Präzisions Spannzeuge* (а) и зависимость силы зажима от количества нагрузочных циклов (б)

Механизм захвата с радиальным перемещением зажимных сегментов (рис.3.25) отличается от рассмотренных выше тем, что передняя часть зажимной головки в месте контакта с зажимными сегментами выполнена цилиндрической, а не конической. Он состоит из зажимной головки 2, на передней части которой выполнена цилиндрическая поверхность для контакта с поверхностями передних концов зажимных сегментов 3. Задняя часть зажимной головки имеет коническую поверхность с небольшим углом наклона для взаимодействия с наклонной поверхностью задних концов зажимных сегментов. Зажимная головка навинчена на тягу зажима 5 и зафиксирована на ней винтом 3. На задних концах зажимных сегментов выполнены пазы, в которые входят выступы втулки 6. Между втулкой 6 и стаканом 8, что упирается в торец расточки шпинделя 9, установлены тарельчатые пружины 7. Они через втулку с выступами прижимают зажимные сегменты к наклонной поверхности расточки шпинделя.

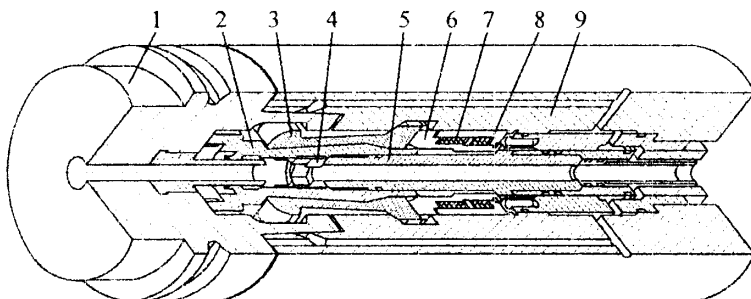


Рис. 3.25. Механизм захвата хвостовиков HSK фирмы IT Compact

В процессе зажима передние концы зажимных сегментов перемещаясь в радиальном и осевом направлениях выходят на цилиндрическую часть зажимной головки и захватывают полый хвостовик 1. Дальнейшее перемещение зажимных сегментов осуществляется путем перемещения их задних концов по наклонной поверхности в задней части зажимной головки. Благодаря цилиндрическому исполнению поверхности контакта зажимной головки с передними концами зажимных сегментов, последние идеально прилегают к внутреннему контуру поверхности зажима полого хвостовика, обеспечивая при этом полный контакт по всей поверхности зажима. При разжипе тарельчатые пружины перемещают зажимные сегменты к центру, обеспечивая свободное вытягивание хвостовика при его смене.

Основные технические характеристики механизмов захвата хвостовиков HSK ведущих зарубежных фирм приведены в табл.3.2.

Традиционным механизмом затяжки для зажимных устройств оправок с хвостовиками HSK является пакет тарельчатых пружин, который размещается во внутреннем отверстии шпинделя и приводит в движение тягу, связанную с зажимной головкой. Пакет состоит из специальных пружин с очень большой плотностью энергии, что позволяет сделать его компактным по длине. Между тарельчатыми пружинами и тягой зажима есть небольшой стабильный зазор, что сводит к минимуму дисбаланс зажимной системы. Механизм затяжки (рис.3.26) в виде пакета тарельчатых пружин 3 для оснащения шпиндельных узлов поставляется в комплекте с тягой зажима 2, присоединительной частью и приводом разжима 5 в комбинации с относящимся к нему механизмом захвата 1.

С целью уменьшения дисбаланса зажимной системы и уменьшения ее габаритов разработаны гидромеханические и самоблокирующиеся системы зажима хвостовиков с полыми конусами, в которых нет пакета тарельчатых пружин.

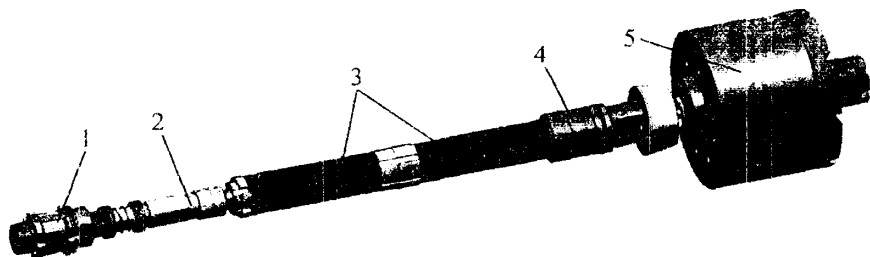


Рис. 3.26. Механизм затяжки в комплекте с приводом разжима и механизмом захвата фирмы Röhм Spannzeuge

Таблица 3.2. Основные технические характеристики механизмов захвата хвостовиков HSK ведущих зарубежных фирм

Фирма-производитель	Показатель	Тип и размер хвостовиков HSK A+E								
		25	32	40	50	63	80	100	125	160
		Тип и размер хвостовиков HSK B+F								
		32	40	50	63	80	100	125	160	-
Ortlieb Präzisions Spannzeuge	$F_{Zmax}$ , кН	1,5	2	4	8	10	15	20	35	40
	$F_{SPmax}$ , кН	4,5	6	12	24	30	45	60	105	120
	h, мм	4,6	6	5,7	6	6	6,9	7,6	10	10,5
Ott Jakob Spanntechnik	$F_{Zmax}$ , кН	0,98	1,75	2,4	3,85	6	9,2	15	24,5	40
	$F_{SPmax}$ , кН	2,8	5	6,8	11	18	28	45	70	115
	h, мм	4,6	5,1	5,6	6,4	7,4	8,3	9,2	10,8	15,5
Röhм Spannzeuge	$F_{Zmax}$ , кН	0,3	1	2	3	4,3	7,5	10	16	21
	$F_{SPmax}$ , кН	1,5	5	10	15	21,5	37,5	50	70	90
	h, мм	6,2	8,4	8,5	10,5	10,5	13	13,3	16,8	17
Berg Spanntechnik	$F_{Zmax}$ , кН	-	1,2	1,7	3,2	4,7	6,6	11	-	-
	$F_{SPmax}$ , кН	-	6	7	15	22	35	52	-	-
	h, мм	-	5	5	5,5	6,4	7,4	8	-	-

Примечание:  $F_{Zmax}$  – максимальная осевая сила на тяге зажима;  $F_{SPmax}$  – максимальная сила зажима полого хвостовика; h – ход зажимной головки

Механизм автоматического зажима хвостовиков с самоблокировкой Super-Lock фирмы Röhм Spannzeuge (рис.3.27) без пакета тарельчатых пружин состоит из зажимной головки 1 с направляющими для зажимных сегментов 2. Зажимные сегменты передними концами взаимодействуют с поверхностью зажима хвостовика, а задними – установлены в кольцевой паз шпинделя 9.

Зажимные сегменты соединены в сегментную цангу эластичной резиновой втулкой 3. К зажимной головке через резьбовое отверстие в ее задней части присоединен тянущий стержень 4, на который навинчена тянущая цанга 5, зафиксированная винтами. Тянущая цанга размещена в гильзе 6, которая имеет коническую поверхность под лепестки цанги, и неподвижно установлена в шпинделе станка. Выступающие части фиксирующих винтов находятся в пазах гильзы. Тяга зажима 7 с конической поверхностью, которая взаимодействует изнутри с лепестками тянущей цанги, центрируется по цилиндрическому концу тянущего стержня и направляющей гильзе, установленной неподвижно в шпинделе станка.

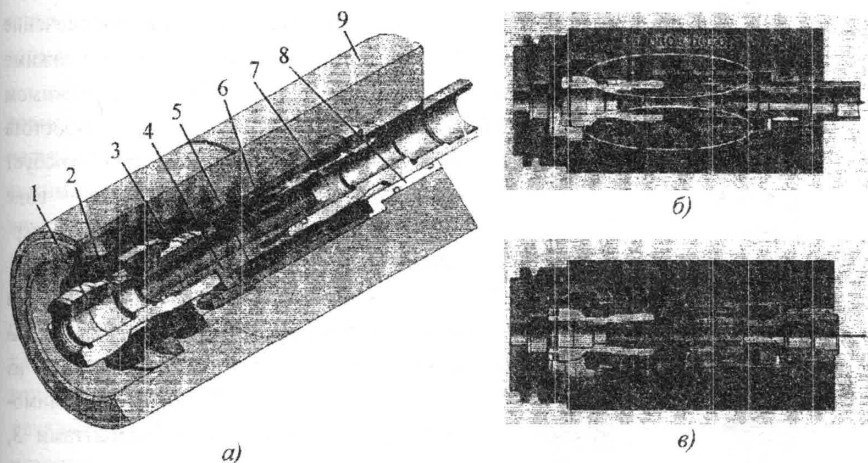


Рис. 3.27. Механизм зажима хвостовиков с самоблокировкой Super-Lock фирмы Röhlt Spannzeuge: а) конструкция; б) положение зажима; в) положение разжима

Зажим хвостовика осуществляется при перемещении тяги зажима вправо (рис.3.27,а). При перемещении тяга зажима, взаимодействуя с внутренней конической поверхностью цанги, приводит в движение цангу и тянущий стержень с присоединенной зажимной головкой. При перемещении зажимной головки поворачиваются зажимные сегменты, зажимая хвостовик в шпинделе станка. Возвратный конус, выполненный в гильзе, не позволяет при перемещении тяги зажима с тянущим стержнем заклиниваться цанге. После зажима хвостовика зажимная головка, тянущий стержень и цанга остаются неподвижными, а дальнейшее перемещение тяги зажима приводит к раскрытию лепестков цанги и заклиниванию всего механизма. При этом силовой поток



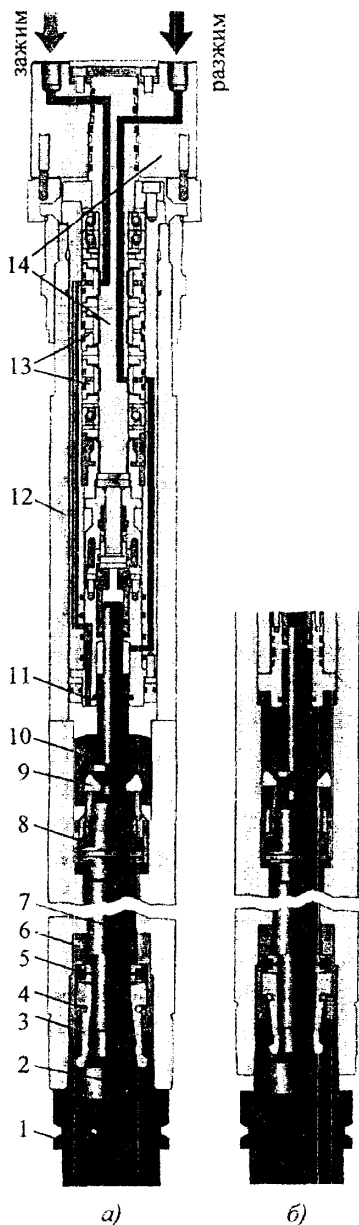


Рис. 3.28. Гидромеханическая система зажима фирмы Cytac System: а) зажим; б) разжим

получается замкнутым. При перемещении тяги зажима влево сначала происходит расклинивание цанги, а потом вместе с цангой в том же направлении перемещается тянущий стержень и зажимная головка, обеспечивая разжим хвостовика.

Преимуществами такой зажимной системы является низкий дисбаланс благодаря симметричной конструкции, небольшая длина, возможность работы на высоких частотах вращения, обеспечение высокой изгибной жесткости при зажиме хвостовиков по сравнению с зажимом пакетом тарельчатых пружин, простота монтажа. Но такая система требует привода зажима-разжима в виде двустороннего гидроцилиндра или реверсивного электромеханического привода.

Гидромеханическая система зажима хвостовиков 1 с полыми конусами фирмы Cytac System (рис.3.28) состоит из зажимной головки 2, которая взаимодействует с зажимными сегментами 3, задние концы которых расположены в расточке гильзы 6, неподвижно установленной в шпинделе 12 станка. Зажимные сегменты стянуты пружиной растяжения 4, а между их задними концами и торцевой поверхностью гильзы находится эластическая втулка 5. Зажимная головка соединена с передним концом тяги зажима 7, выполненной в виде поршня. Поршневая часть тяги зажима находится в неподвижном цилиндре 8, в торце которого выполнены аксиальные отверстия для подвода масла. Между цилиндром и шпинделем, а также поршнем и цилиндром установлены

уплотнительные кольца. На задней части тяги зажима выполнена двусторонняя коническая расточка, в которой находятся клиновые зажимные сегменты 9. Зажимные сегменты взаимодействуют тремя наклонными поверхностями с конической расточкой тяги зажима и поршнем зажима 10 и упираются в торец неподвижного цилиндра 8. Между гильзой 11 цилиндрической и торцевой частью поршня разжима 10 образована полость зажима, в которую поступает масло через специальную маслоподводящую муфту. Она состоит из соединенной с корпусом шпинделя неподвижной части 14 и подвижной части 13, установленной в шпинделе. В цилиндрической части поршня зажима выполнено отверстие, в которое входит цилиндрический конец тяги зажима 7 с зазором, для обеспечения подачи масла в неподвижный цилиндр через аксиальные отверстия в его торце.

В разжатом состоянии клиновые зажимные сегменты 9 контактируют с торцевой конической поверхностью поршня зажима 10. При подаче масла через гильзу 11 поршень перемещается вперед и давит на клиновые зажимные сегменты. В результате этого они перемещаются снаружи во внутрь действуя на коническую поверхность тяги зажима, что приводит к ее перемещению назад в осевом направлении. При перемещении тяги зажима перемещается зажимная головка, приводя в действие зажимные сегменты обеспечивающие зажим хвостовика. При дальнейшем перемещении поршня клиновые зажимные сегменты начинают контактировать с внутренней конической поверхностью поршня зажима, обеспечивая заклинивание механизма. Перед разжимом хвостовика осуществляется расклинивание механизма при подаче масла в полость между торцевой конической поверхностью поршня зажима и неподвижным цилиндром через зазор между отверстием в поршне зажима и цилиндрическим концом тяги зажима, а также щели между клиновыми зажимными сегментами. При этом поршень зажима перемещается в исходное положение, освобождая клиновые зажимные сегменты. Дальнейшая подача масла в неподвижный цилиндр через аксиальные отверстия приводит к перемещению вперед тяги зажима вместе с зажимной головкой и разжиму хвостовика. При этом клиновые зажимные сегменты перемещаются изнутри наружу по конической поверхности тяги зажима, т.е. в исходное положение.

Такие механизмы зажима имеют симметричную конструкцию относительно оси вращения, обеспечивают надежную блокировку при снятии давления и большие силы зажима при небольших габаритах. Кроме того, для зажима и разжима не нужны значительные силы благодаря использованию клинового усилительного звена в виде клиновых сегментов.

### 3.3. Конструкции ИЗП и оправок для высокоскоростной обработки

По способу крепления в шпинделе большинство применяемых инструментов можно разделить на две основные группы – хвостовые, имеющие хвостовик, закрепляемый в специальном патроне, и насадные, имеющие посадочное отверстие и устанавливаемые на специальных оправках. Зажимной патрон или оправка служит звеном, связывающим шпиндель и режущий инструмент, и от него в значительной степени зависит сбалансированность всей системы. Поэтому зажимные патроны и оправки для высокоскоростной обработки должны отвечать ряду требований, структура которых приведена на рис.3.29 [18].



Рис. 3.29. Требования к зажимным патронам и оправкам для HSC

Высокая скорость вращения шпинделя увеличивает влияние вибрации инструмента на процесс резания. Для обеспечения стойкости инструмента и качества обрабатываемой поверхности необходимо обеспечить высокую статическую и динамическую жесткость и хорошие демпфирующие свойства

системы “зажимной патрон-инструмент”. При высокоскоростной обработке увеличиваются в несколько раз центробежные силы, действующие на систему зажима. Поэтому здесь большую роль играет величина дисбаланса, зависящего от радиальной точности установки инструмента в патроне, массы патрона с инструментом, дисбаланса инструментального зажимного патрона и точности вращения шпинделя. По данным [8] биение режущей кромки инструмента не должно превышать 10 мкм. Каждые дополнительных 10 мкм биения уменьшают стойкость инструмента приблизительно на 50%. В связи с этим, инструментальные патроны для высокоскоростной обработки должны иметь конструктивные элементы, обеспечивающие оптимальную величину дисбаланса для обеспечения заданной точности и шероховатости обрабатываемой поверхности.

По способу центрирования и зажима хвостовика хвостовых режущих инструментов различают следующие основные виды патронов: кулачковые, цанговые (с разрезной цангой), с прямым механическим зажимом, соединение Weldon одним или двумя винтами, с гидравлическим зажимом, с термозажимом, с силовой запрессовкой инструмента и гидромеханические. Выбор способа крепления хвостовика определяется, прежде всего, силой зажима, наибольшей частотой вращения инструмента и допускаемым по условиям точности обработки радиальным и осевым биением.

**Цанговые инструментальные патроны** применяются преимущественно для зажима инструментов с диаметром хвостовика не более 25 мм. Основными преимуществами прецизионных цанговых патронов является невысокая стоимость и возможность переналадки на другой диаметр хвостовика за счет смены зажимной цанги. В основном цанговые патроны изготавливаются двух типов: с затяжной цангой и нажимной цангой (рис.3.30). В цанговых патронах с затяжной цангой (рис.3.30,*а*) инструмент 1 с цилиндрическим хвостовиком удерживается в зажимной цанге 2 посредством зажимного винта 4, находящегося в корпусе патрона 3. Удерживание инструмента 1 в цанговых патронах с нажимной цангой 2 (рис.3.30,*б*) осуществляется посредством накидной гайки 5, навинчиваемой на резьбовой конец корпуса патрона 3. Винт 6 является установочным.

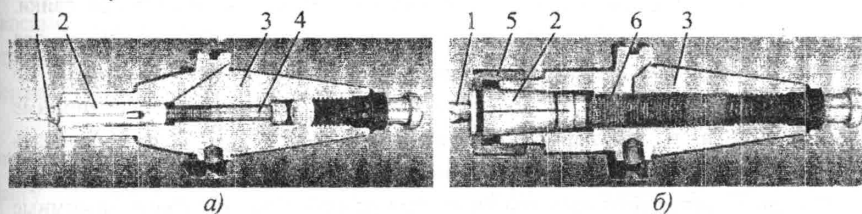


Рис. 3.30. Цанговые патроны с затяжной (*а*) и нажимной (*б*) цангами

Конструкции накладных гаек цанговых патронов с нажимной цапгой приведены на рис.3.31.

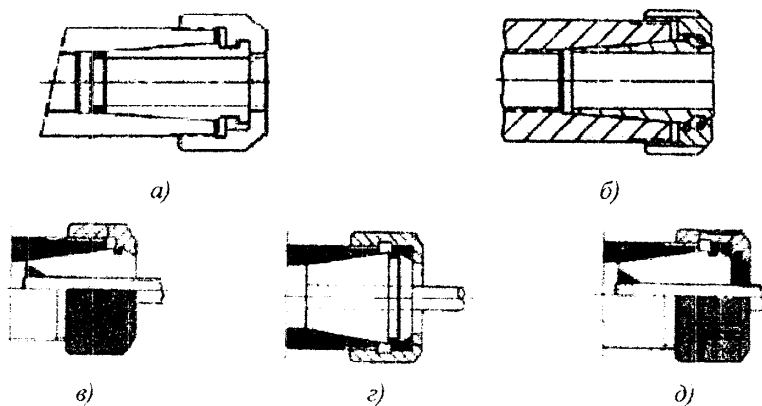


Рис. 3.31. Конструкции накладных гаек цанговых патронов с нажимной цапгой: а) гайка с расточкой; б) гайка с шариками; в) гайка согласно DIN6499-D и E; г, д) гайки с антифрикционными вставками

Зажимными элементами таких патронов служат цанги с односторонним и двусторонним конусом (рис.3.32). Наибольшее распространение получили цанги с односторонним конусом, угол наклона которого составляет  $8^\circ$  или  $16^\circ$ . Цанги с меньшим углом наклона конуса обеспечивают большую силу зажима. От количества, расположения и ширины прорезей цанги во многом зависит точность и сила зажима. Большее количество прорезей обеспечивает большую силу зажима. Цанги с небольшим количеством прорезей обеспечивают высокую concentricity расположения инструмента и зажимного патрона. Цанги с двусторонним конусом обеспечивают невысокую точность зажима но высокую силу зажима.

Цанговые зажимные патроны применимы для инструментов правого и левого вращения. Стабильность работы инструмента обеспечивается при условии полной сбалансированности не только патрона, но и стяжной гайки. Можно сказать, что цанговый патрон – это типовое зажимное устройство для инструментов с цилиндрическим хвостовиком, вращающихся с частотой до  $24000 \text{ мин}^{-1}$  и допускающих несоосность до  $0,02 \text{ мм}$ . Используя прецизионные зажимные цанги и регулярно производя их замену, можно обеспечить стабильную работу инструмента и высокое качество обработки.

С целью увеличения частоты вращения разработаны цанговые зажимные патроны с компенсаторами центробежных сил (рис.3.33) (патент RU№2220027).

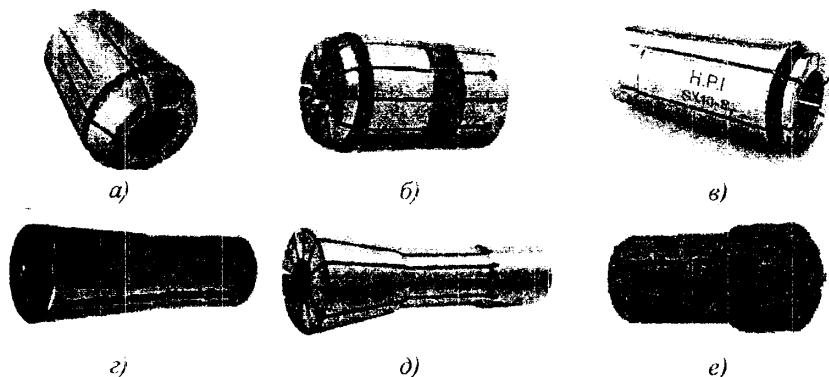


Рис. 3.32. Типы зажимных цанг: с односторонним конусом ER (а), TG (б), SX (в), MX (г), DET (д); с двусторонним конусом DA (е)

Цанговый патрон для закрепления осевого режущего инструмента 1 содержит корпус 2 с хвостовиком 3, расположенную в корпусе 2 патрона цангу 4 и механизм воздействия на цангу. Этот механизм включает расположенный по оси патрона винт 5, находящийся в резьбовом соединении с цангой 4, и держатель 6 в виде симметричного относительно оси патрона тела с центральным отверстием 7. На выступах держателя 6 смонтированы равноудаленные от оси патрона грузы 8, подвижные в радиальном направлении. Держатель размещен в корпусе патрона с осевым зазором  $\Delta$  и имеет в исходном положении возможность перемещения вдоль оси патрона. Винт 5 установлен в центральном отверстии 7 держателя. Винт имеет выступ 9, а держатель соответствующую выступу фаску центрального отверстия. Фаска предназначена для центрирования держателя относительно оси вращения патрона и служит опорной поверхностью для винта 5. Грузы могут быть выполнены в виде конусов или клиньев. Грузы 8 имеют скосы 10, предназначенные для взаимодействия со скосами 11, выполненными во втулках 12, жестко связанных с корпусом патрона. Конец винта 5 имеет шестигранное отверстие 13 для ключа. В исходном положении между скосами 10 грузов и скосами 11 втулок корпуса имеются зазоры:  $\Delta_1$  с одной стороны,  $\Delta_2$  с другой стороны. Между выступом 9 винта 5 и фаской центрального отверстия 7 держателя также имеется зазор.

Режущий инструмент 1 устанавливают в цангу 3. Ключом, вставляемым в отверстие 13, поворачивают винт 5, который, опираясь на держатель, втягивает цангу в корпус патрона. Сегменты цанги сжимают инструмент 1. Одновременно при повороте винта выбирается зазор между выступом винта и

фаской центрального отверстия держателя. Воздействуя на держатель, винт перемещает держатель по оси патрона в сторону цанги до момента соприкосновения скосов 10 грузов и скосов 11 втулок корпуса так, что зазор  $\Delta_1$  становится равен нулю, а зазор  $\Delta_2$  – максимальный. При вращении цангового патрона в шпинделе станка грузы 8 под действием центробежных сил стремятся переместиться в радиальном направлении на выступах держателя. Этим компенсируется возможное ослабление крепления инструмента в цанге, а также поддерживается постоянным необходимое усилие зажатия.

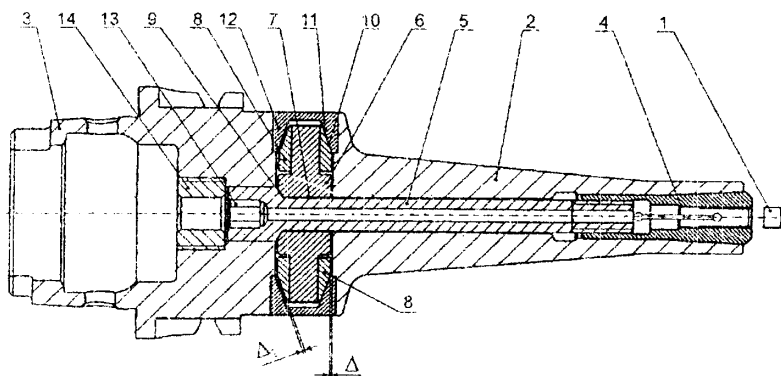


Рис. 3.33. Цанговый зажимной патрон с компенсацией центробежных сил

**Силовые фрезерные патроны** предназначены для операций фрезерования с большим съемом металла, сочетающие в себе три важнейшие характеристики: высокая зажимная сила; высокая жесткость и надежное крепление инструмента. Сила зажима таких патронов в 4-5 раз больше, чем у обычного цангового патрона, при минимальном усилии на ключе 50-70 Н·м. Это возможно благодаря зажимному механизму, основанному на принципе конической резьбы.

Силовой фрезерный патрон (рис.3.34) состоит из корпуса 1 с выступающей вперед тонкостенной зажимной частью 2 с небольшой наружной конусностью, в которой выполнено прецизионное посадочное отверстие по Н6. На конусной части расположена скользящая упорная втулка 3, продольное смещение которой создается роликовинтовым механизмом 3. Фактическая реализация конической резьбы осуществляется за счет использования цилиндрических роликов, расположенных под углом  $\alpha$  к оси, которые создают спиральный угол конической резьбы. При перемещении упорной втулки зажимная часть деформируется, зажимая таким образом хвостовик инструмента.

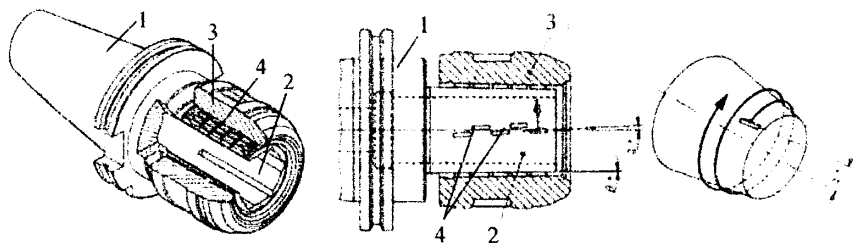


Рис. 3.33. Силовой фрезерный патрон

Прямой зажим хвостовика без использования цанги позволяет обеспечить прецизионную точность вращения инструмента (радиальное биение в пределах 2 мкм при вылете, равном 3D). Патроны также позволяют использовать цилиндрические цанги, что расширяет диапазон диаметров закрепляемого инструмента. В зависимости от класса точности патрона (А, АА или G) допускаяемая частота вращения инструмента составляет: при стандартном исполнении – 12000 мин<sup>-1</sup>; при классах точности А или АА – 20000 мин<sup>-1</sup>; при исполнении с балансировкой высокой точности – 30000 мин<sup>-1</sup>.

На рис.3.35 показаны варианты исполнения тонкостенной зажимной части и зависимости давления зажима хвостовика на различном расстоянии от торца патрона [21].

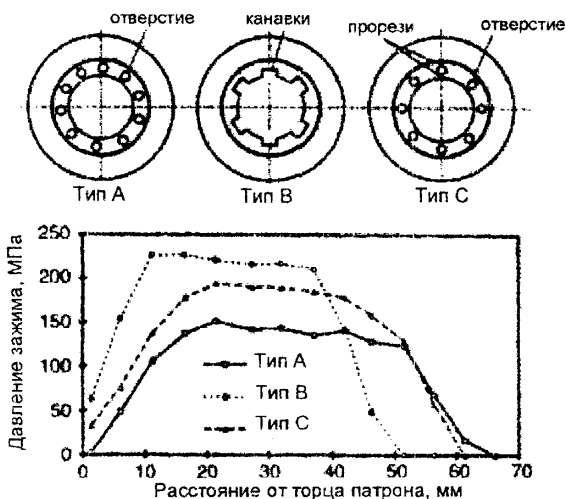
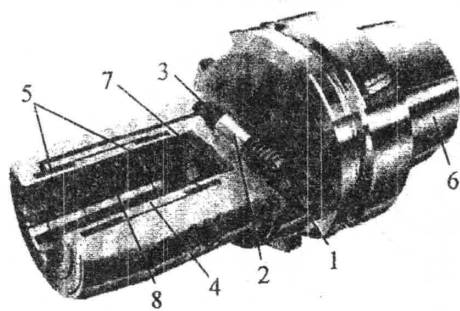


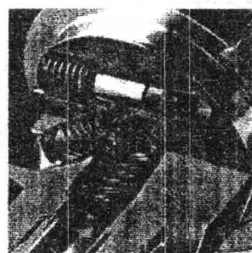
Рис. 3.35. Варианты исполнения тонкостенной зажимной части патрона



Гидравлические зажимные патроны построены на принципе деформационной гидрозажимной техники. Они имеют посадочное отверстие, выполненное по Н6, в которое устанавливается хвостовик инструмента. В корпусе 6 патрона TENDO (рис.3.36,*а*) установлен зажимной винт 1, который при зажиме вкручивается до упора с помощью ключа с шестигранной головкой приводя в действие зажимной поршень 2 с уплотнительным сальником 3. При перемещении зажимного поршня гидравлическая среда подается в камеры растяжения 5, в результате чего происходит повышение давления до 70–140 МПа в зависимости от типоразмера патрона. Под действием этого давления тонкостенная деформационная втулка 4 равномерно прогибается по отношению к хвостовику инструмента. Благодаря этому хвостовик инструмента сначала центрируется, а затем прочно зажимается по всей поверхности. Камерная система 5, заполненная гидравлической средой, оказывает демпфирующее воздействие на зажатый инструмент и снижает обусловленную процессом резания вибрацию. На внутренней поверхности тонкостенной деформационной втулки выполнена отводная канавка 8, которая обеспечивает чистоту поверхности зажима за счет вытеснения в нее остатков масла и смазочно-охлаждающей жидкости. Установка инструмента по длине осуществляется винтом 7, или с помощью винтов микрорегулирования (рис.3.36,*б*).



*а)*



*б)*

*Рис. 3.36. Гидравлический зажимной патрон TENDO (а) и радиально установленная система микрорегулирования (б) фирмы Schunk GmbH*

Гидравлические зажимные патроны обеспечивают очень хорошее радиальное биение 3 – 5 мкм и высокую повторную точность установки (<1,3мкм). В зависимости от типоразмера такие зажимные патроны могут передавать вращающий момент от 60 до 500 МПа. В большинстве случаев хвостовик инструмента зажимается в переднем и заднем конце зажимного отверстия, а средняя часть обеспечивает жесткость зажима.

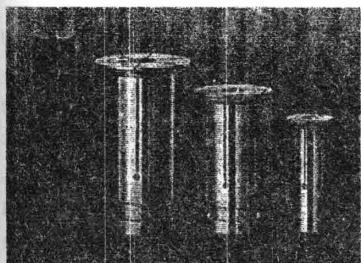


Рис. 3.37. Разрезные переходные втулки для оснащения гидравлических патронов фирмы Schunk GmbH

Диапазон зажима можно регулировать для одного и того же зажимного патрона за счет использования разрезных переходных втулок в виде цилиндрических цаг (рис.3.37). Точность радиального биения втулки – 2 мкм.

Гидравлические зажимные патроны обеспечивают превосходное гашение вибраций за счет демпфирования гидравлической системы, что увеличивает срок службы инструмента и высокое качество обрабатываемой поверхности заготовки. Однако, такие инструментальные

патроны обеспечивают относительно низкую радиальную жесткость. Поэтому они хорошо работают при высокоскоростной обработке и нежелательно их использовать для тяжелых фрезерных работ.

Гидравлические зажимные патроны серии SINO-R ниже по себестоимости от патронов серии TENDO. Они обеспечивают точность радиального биения < 5 мкм (измерена в зажимном отверстии) Патроны SINO-R имеют большую жесткость по сравнению с патронами серии TENDO благодаря специальной деформируемой разрезной втулке. Они не требуют дорогостоящих вспомогательных зажимных средств и нормированного вращающего момента.

Зажимной патрон SINO-R (рис.3.38) состоит из корпуса 5 с выполненной на конце деформируемой разрезной втулкой и резьбовой поверхностью, на которую навинчивается зажимная гайка 3. На разрезную деформационную втулку насажена тонкостенная зажимная втулка 1. Между тонкостенной зажимной втулкой и зажимной гайкой образована расширительная камера, наполненная высококачественным эластомером 2. Для аксиальной регулировки вылета инструмента служит установочный винт 3. Для уплотнения расширительной камеры используются кольца 6. С помощью С-образного ключа зажимная гайка притягивается до упора. Затяжка гайки создает аксиальное давление на втулку из эластомера,

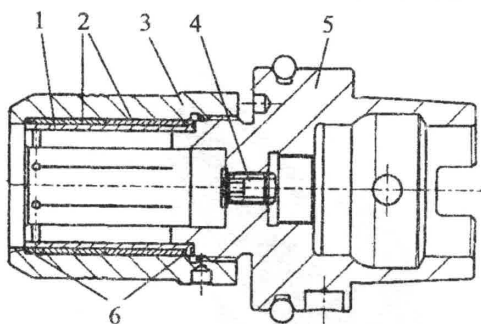


Рис. 3.38. Гидравлический зажимной патрон SINO-R фирмы Schunk GmbH

которая создает радиальное давление на тонкостенную зажимную втулку и разрезную втулку. Последняя, деформируясь, зажимает хвостовик инструмента.

**Инструментальные патроны с термозажимом (термоусадочные патроны)** имеют минимальное количество деталей и минимальный дисбаланс (рис.3.39). Для закрепления инструмента используется «горячая» посадка, известная как посадка с натягом типа Н7/р6, Н7/п6, образуемая соединением нагретых деталей. Действие зажимных патронов основано на том, что при нагревании посадочное отверстие патрона увеличивается в диаметре. После этого хвостовик закрепляемого инструмента устанавливается в это расширенное отверстие патрона. При охлаждении до комнатной температуры диаметр отверстия патрона возвращается к нормальному размеру. При этом возникают большие усилия зажима. Закрепление осуществляется в диапазоне упругих деформаций материала патрона и оно может быть повторено однократно. Главными факторами при таком закреплении являются: время нагрева, эффективная температура и направление теплового потока через патрон [6].

Основными преимуществами таких патронов является: быстрое раскрепление и закрепление; большие значения сил закрепления; отсутствие элементов, провоцирующих возникновение центробежных сил при высоких частотах вращения; высокая изгибная жесткость и низкая радиальная контактная податливость; небольшие габариты патрона; высокая точность закрепления.

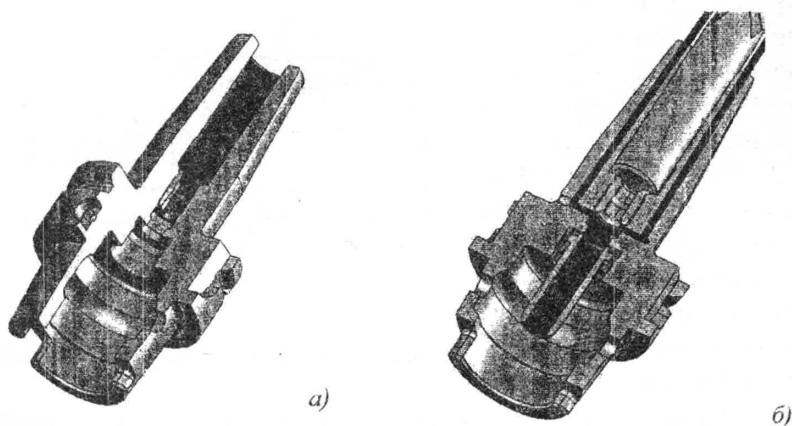
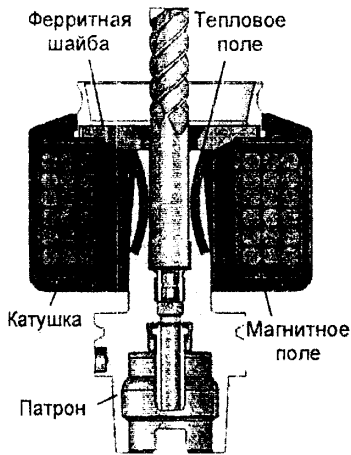


Рис. 3.39. Термозажимные патроны: а) без подвода СОЖ; б) с подводом СОЖ через патрон



*Рис. 3.40. Закрепление инструмента нагревом токами высокой частоты*

Одним из способов быстрого закрепления является нагревание токами высокой частоты (рис.3.40) [22]. Концентрированное переменное магнитное поле создает вихревые токи в материале патрона. Выбранная частота обеспечивает короткое время нагрева узкой полосы по периметру зоны зажима. Высокая скорость этого процесса снижает уровень передачи тепла в хвостовик инструмента. Это дает возможность извлекать твердосплавный инструмент из патрона также хорошо, как инструмент из стали с коэффициентом теплового расширения одинаковым с материалом патрона.

Установка для зажима выполняется как настольный прибор (рис.3.41), в который встроены высокочастотный генератор и контрольные датчики. Для эксплуатации генератора используется трехфазное напряжение 380В с максимальным значением тока 16А и сжатый воздух с давлением 6 бар. С помощью процессора могут быть выбраны мощность и время нагрева в зависимости от введенных параметров инструмента. После пуска системы, охлаждаемый воздухом индуктор автоматически устанавливается на патроне, после чего включается нагрев. Он продолжается от 5 до 10 секунд в зависимости от диаметра инструмента. После этого автоматически включается процесс охлаждения. Для сокращения времени охлаждения используются алюминиевые радиаторы (рис.3.42). Эффект охлаждения достигается путем контакта радиаторов с нагретой зоной патрона. При этом происходит очень быстрая теплоотдача на ребристую поверхность радиаторов, которые в свою очередь дополнительно охлаждаются электрическим вентилятором, что повышает эффект в несколько раз.

На рис.3.43 представлены кривые изменения температуры в разных точках патрона в зависимости от времени при нагреве и охлаждении полученные теоретически [22]. В зоне, ограниченной участком сопряжения патрона и хвостовика закрепляемого инструмента, нагревание до необходимой температуры возможно, менее чем за 10 секунд. После установки инструмента и охлаждения с помощью блока охлаждения идет быстрый спад температур на протяжении короткого промежутка времени (5–10 с).

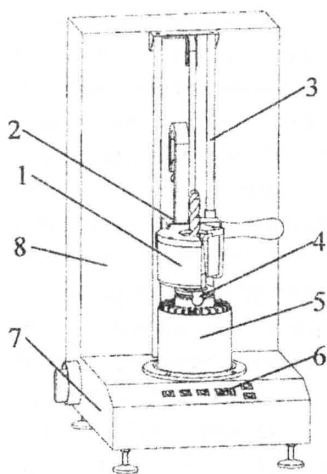


Рис. 3.41. Прибор для термозажима инструмента ISG2200 фирмы Bilz: 1 – катушка индукционного нагрева; 2 – каретка; 3 – направляющие; 4 – патрон; 5 – установочное устройство; 6 – пульт управления; 7 – основа; 8 – стойка

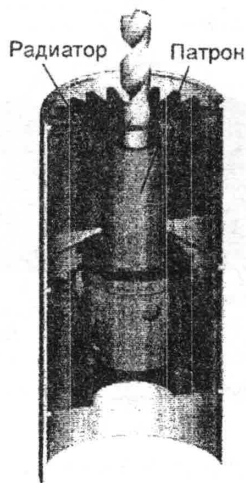


Рис. 3.42. Алюминиевые радиаторы для интенсификации процесса охлаждения

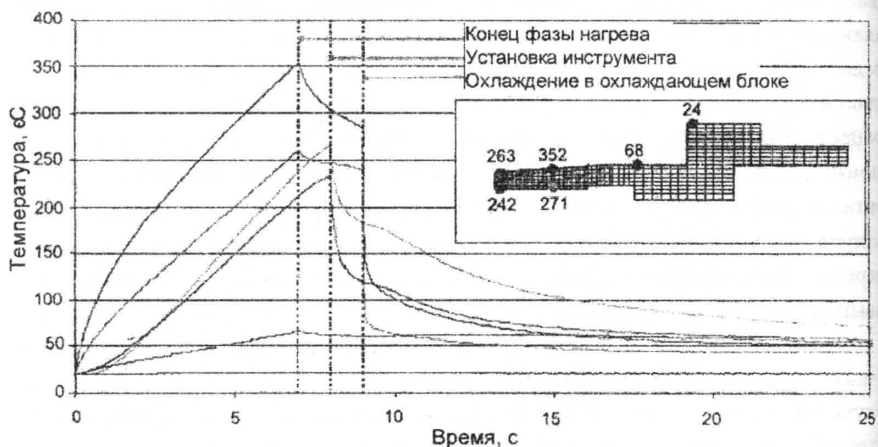


Рис. 3.43. Изменение температуры в разных точках термопатрона в зависимости от времени при установке инструмента

Для изготовления термозажимных патронов применяются специальные жаропрочные стали и специальный процесс термообработки, что позволяет сохранять высокую точность и упругие свойства патронов при практически неограниченном количестве перезакреплений (свыше 5000). Температурный диапазон 300-350°C, необходимый для «горячей» посадки, значительно ниже температуры, при которой могут произойти структурные изменения в материале зажимного патрона.

Для разных условий обработки и применяемого инструмента используются термopatроны разной длины для определенного хвостовика инструмента (рис. 3.44).

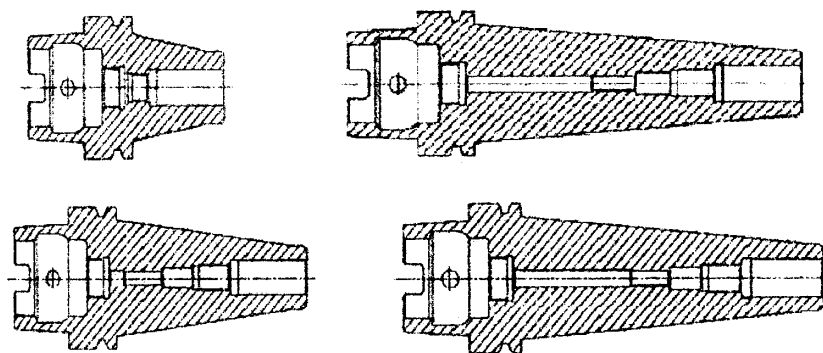


Рис. 3.44. Исполнения термopatронов с хвостовиком HSK-63A фирмы Marquart

Высокий уровень универсальности при обработке может быть обеспечен за счет практически безграничных возможностей комбинирования термopatронов и термоусадочных удлинителей телескопического исполнения (рис.3.45). Благодаря использованию жаропрочной стали и специальных процессов улучшения ее свойств термоусадочные удлинители обладают большим сроком службы.

При высокопроизводительной обработке могут быть случаи проскальзывания инструмента в термopatроне. Причина этого – медленные микроползучие смещения, возникающие при резании с высокой частотой вращения и большим съемом материала, что приводит к появлению большого силового воздействия на инструмент. Традиционные зажимные термopatроны даже с крайне высокой силой зажима не могут предотвратить микроползучесть. Это приводит к понижению точности и качества обрабатываемой поверхности. Поэтому часто приходится принудительно уменьшать режимы резания, что

приводит к неполному использованию возможностей станка и инструмента и, соответственно, к снижению эффективности обработки.

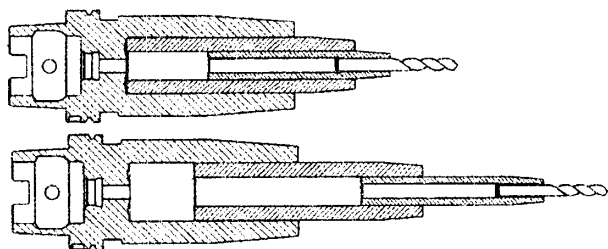


Рис. 3.45. Термоусадочные удлинители телескопического исполнения фирмы Schunk GmbH

С целью устранения недостатков традиционных термopatронов, используемых при высокопроизводительной обработке, фирмой Haimer GmbH разработаны термopatроны с системой «SafeLock» [27]. В термopatроне 5 с установочным винтом 4 выполнены специальные шариковые захваты 3, установленные в винтах 2, входящие в криволинейные пазы хвостовика инструмента 1. При этом возникает дополнительная фрикционная сила зажима инструмента в патроне, приводящая к предотвращению появления микроползучих смещений.

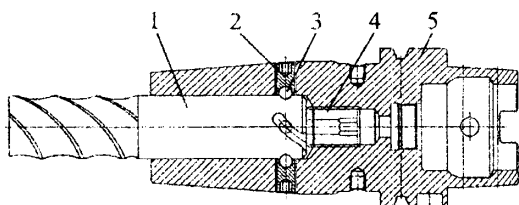


Рис. 3.46. Термopatрон с системой «SafeLock» фирмы Haimer GmbH

Патроны с силовой запрессовкой инструмента (холодноусадочные патроны) построены на принципе крепления инструмента исключительно за счет усилий возврата материала в исходное положение [14]. Большим преимуществом этого способа крепления инструмента по сравнению с термозажимом является быстрота выполнения процесса крепления (примерно 50 с) в связи с отсутствием необходимости времени на его нагрев и охлаждение.

Фирмой Schunk GmbH предложена система силового зажима инструмента TRIBOS [26]. Существует четыре варианта таких патронов - гибкий (TRIBOS-S), обеспечивающий оптимальные предпосылки для выполнения обработки в труднодоступных местах, жесткий (TRIBOS-R),

представляющий собой новую концепцию крепления инструментов для получения высокой жесткости крепления с достаточным демпфированием, компактный (TRIBOS-RM) для высокоскоростного фрезерования и миниатюрный (TRIBOS-Mini) для зажима инструментов очень маленького диаметра при высокоточной обработке. Второй вариант наиболее приемлем в тех случаях, когда инструментальный патрон должен выдерживать при обработке высокие зажимные усилия и высокие усилия резания.

Все варианты соответствуют требованиям, предъявляемым к системам высокоскоростной обработки. Например, вариант TRIBOS-S при максимально допустимых значениях центробежных сил выдерживает частоты вращения до 205000 об/мин, а вариант TRIBOS-R – до 110000 об/мин. С учетом требований техники безопасности допустимые частоты вращения для варианта TRIBOS-S составляют 85000 об/мин, а для вариантов TRIBOS-R и TRIBOS-RM до 55000 об/мин.

По сравнению с имеющимися на рынке системами зажима инструментов системы TRIBOS обладают следующими преимуществами: простота и быстрота обращения с ними; минимальные расходы на техническое обслуживание; отсутствие износа в связи с отсутствием подвижных деталей; длительный срок службы из-за отсутствия тепловой нагрузки на материал; применимость для черновой и чистовой обработки; простота принципа крепления; высокая точность радиального биения и точность повторения зажима < 3 мкм; демпфирование колебаний.

Функция крепления инструмента системы TRIBOS основана на использовании упругой деформации инструментальной оправки. Зажимная система TRIBOS выполнена таким образом, что при целенаправленной деформации многоугольного посадочного отверстия оно становится цилиндрическим (рис.3.47). В таком состоянии в зажимное отверстие держателя TRIBOS можно ввести хвостовик инструмента. При сбросе давления инструмент зажимается с силовым замыканием посредством упругой деформации материала. Система TRIBOS-R (рис.3.47,б) отличается от системы TRIBOS-S (рис.3.47,а) камерной системой, заполненной специальным материалом, что уменьшает вибрацию в процессе резания. Отличительной особенностью системы TRIBOS-RM (рис.3.47,в) являются прорези – три выполненные концентрично, а три радиально. Деформация многоугольного профиля происходит в области упругой деформации стали, т.е. ниже границы условного предела текучести, что исключает появление опасных структурных изменений.

По сравнению с существующим в настоящее время термозажимом у метода силовой запрессовки TRIBOS исключен процесс нагрева и охлаждения,



представляющий собой новую концепцию крепления инструментов для получения высокой жесткости крепления с достаточным демпфированием. компактный (TRIBOS-RM) для высокоскоростного фрезерования и миниатюрный (TRIBOS-Mini) для зажима инструментов очень маленького диаметра при высокоточной обработке. Второй вариант наиболее приемлем в тех случаях, когда инструментальный патрон должен выдерживать при обработке высокие зажимные усилия и высокие усилия резания.

Все варианты соответствуют требованиям, предъявляемым к системам высокоскоростной обработки. Например, вариант TRIBOS-S при максимально допустимых значениях центробежных сил выдерживает частоты вращения до 205000 об/мин, а вариант TRIBOS-R – до 110000 об/мин. С учетом требований техники безопасности допустимые частоты вращения для варианта TRIBOS-S составляют 85000 об/мин, а для вариантов TRIBOS-R и TRIBOS-RM до 55000 об/мин.

По сравнению с имеющимися на рынке системами зажима инструментов системы TRIBOS обладают следующими преимуществами: простота и быстрота обращения с ними; минимальные расходы на техническое обслуживание; отсутствие износа в связи с отсутствием подвижных деталей; длительный срок службы из-за отсутствия тепловой нагрузки на материал; применимость для черновой и чистовой обработки; простота принципа крепления; высокая точность радиального биения и точность повторения зажима < 3 мкм; демпфирование колебаний.

Функция крепления инструмента системы TRIBOS основана на использовании упругой деформации инструментальной оправки. Зажимная система TRIBOS выполнена таким образом, что при целенаправленной деформации многоугольного посадочного отверстия оно становится цилиндрическим (рис.3.47). В таком состоянии в зажимное отверстие держателя TRIBOS можно ввести хвостовик инструмента. При сбросе давления инструмент зажимается с силовым замыканием посредством упругой деформации материала. Система TRIBOS-R (рис.3.47,б) отличается от системы TRIBOS-S (рис.3.47,а) камерной системой, заполненной специальным материалом, что уменьшает вибрацию в процессе резания. Отличительной особенностью системы TRIBOS-RM (рис.3.47,в) являются прорези – три выполненные концентрично, а три радиально. Деформация многоугольного профиля происходит в области упругой деформации стали, т.е. ниже границы условного предела текучести, что исключает появление опасных структурных изменений.

По сравнению с существующим в настоящее время термозажимом у метода силовой запрессовки TRIBOS исключен процесс нагрева и охлаждения,

а режущий инструмент с помощью гидравлического зажимного устройства можно заменить за несколько секунд. Не создает проблем и применение в этом случае системы идентификации инструмента.

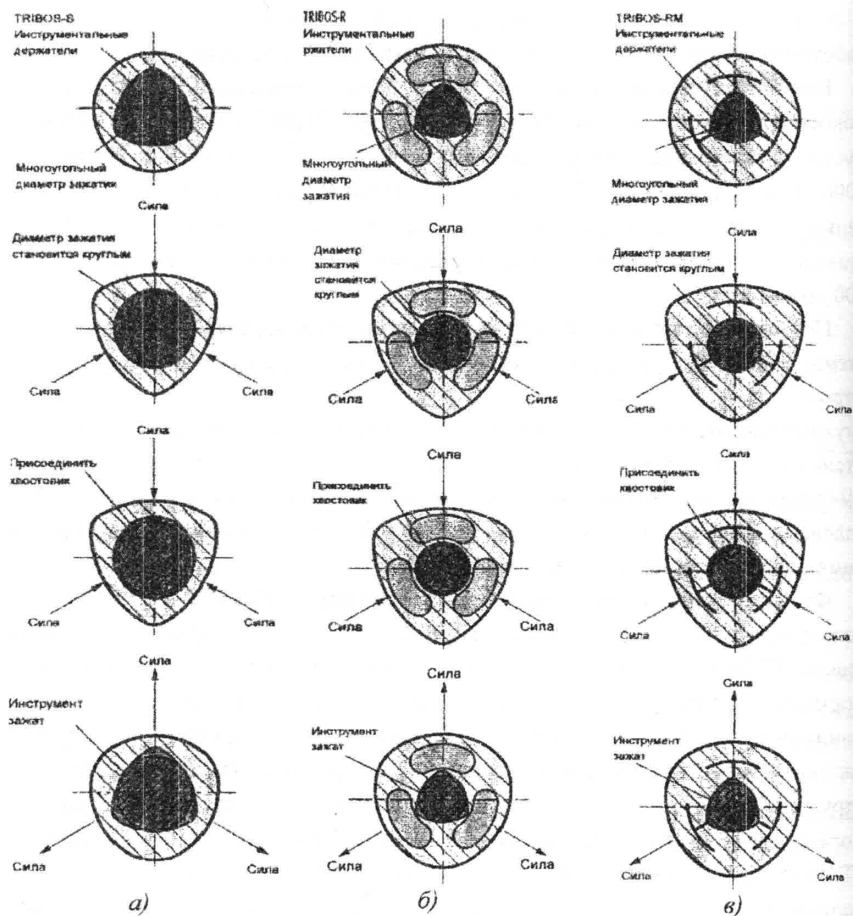


Рис. 3.47. Процесс зажима инструмента в инструментальных патронах TRIBOS-S (а), TRIBOS-R (б) и TRIBOS-RM (в) фирмы Schunk GmbH

В одном и том же инструментальном патроне можно закреплять твердосплавные и быстрорежущие инструменты. В системе силовой запрессовки нет подвижных деталей, что делает ее механически

нечувствительной, т.е. исключается износ при зажиме. Еще одним положительным качеством системы является исполнение зажимных патронов в виде цельных и симметричных тел вращения, что обеспечивает оптимальную балансировку системы и минимальные на нее расходы.

Следует также отметить, что и связанные с внедрением системы TRIBOS инвестиции на 30-50% ниже, чем при внедрении систем термозажима, а по сравнению с системами, не нуждающимися в зажимных устройствах, система силовой запрессовки в связи с небольшой ценой патрона окупается уже после внедрения нескольких зажимных патронов [14].

Конструкции патронов с силовой запрессовкой инструмента приведены на рис.3.48.

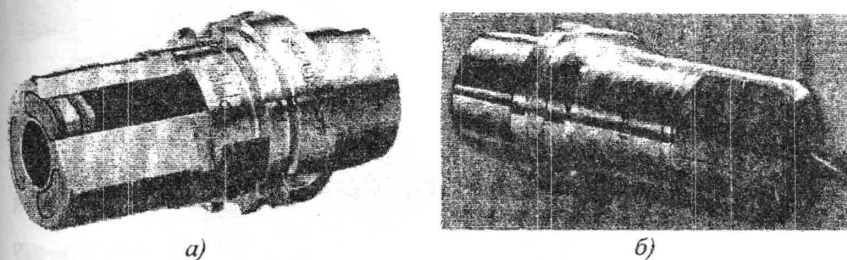


Рис. 3.48. Патроны с силовой запрессовкой инструмента фирмы Schunk GmbH: а) TRIBOS-R; б) TRIBOS-RM

Хвостовик режущего инструмента зажимается с помощью гидравлического зажимного устройства. Фирма Schunk GmbH выпускает гидравлические полигональные зажимные устройства с ручным (SVP2) и механизированным (SVP3) приводом зажима.

Устройство зажима SVP2 (рис.3.49,а) [16] плитой 8 с отверстиями устанавливается на стол. Зажимной патрон устанавливается в переходную втулку 6 с зажимными сегментами зажимной головки 2, выполненной вместе с корпусом 5. При помощи приводного рычага 1 вручную создается соответствующее давление, настраиваемое напорным клапаном 7, при действии которого перемещаются зажимные элементы зажимной головки деформируя зажимную часть патрона. После этого в отверстие патрона устанавливается режущий инструмент, вылет которого выставляется с помощью измерительно-установочного приспособления 3. Для контроля давления напора служит манометр 3. Зажим хвостовика инструмента в патроне осуществляется за счет упругой деформации материала патрона при сбрасывании давления в системе.

В корпусе 5 устройства зажима SVP3 (рис.3.49,б) [17] установлен гидроагрегат 3, создающий давление зажима через зажимную головку 1 с

промежуточной втулкой 2, а также установлена панель управления 6 и разъемы 7, 8 для ввода-вывода данных и диагностики устройства соответственно. Включение прибора осуществляется переключателем 9. В зажимной головке выполнено отверстие 4 для установки измерительно-установочного приспособления, аналогичного как у прибора SVP2. Зажим инструмента в патроне осуществляется в последовательности, аналогичной приведенной выше.

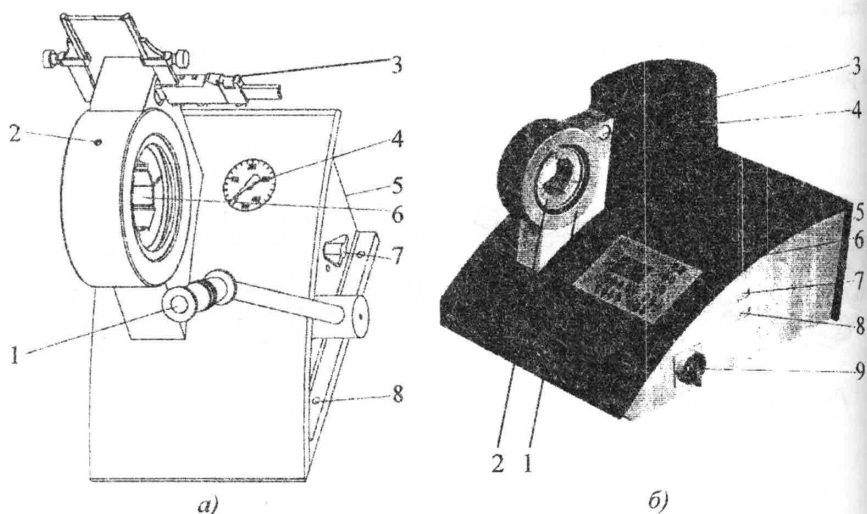


Рис. 3.49. Гидравлические полигональные зажимные устройства фирмы Schunk GmbH: а) SVP2; б) SVP3

Высокий уровень универсальности при обработке может быть обеспечен за счет использования удлинителей с силовой запрессовкой инструмента TRIBOS-SVL, принцип зажима инструмента в которых идентичен зажиму в патронах TRIBOS-S.

**Гидромеханические зажимные патроны** характеризуются большими усилиями закрепления, высокой точностью, быстротой смены инструмента и универсальностью, которые обусловлены принципом зажима этих патронов. В таких патронах используется самотормозящий механизм закрепления. В рабочем состоянии внутри патрона отсутствует избыточное давление в отличие от гидравлических зажимных патронов.

Гидромеханические зажимные патроны CoroGrip (рис.3.50) фирмы Sandvik Coromant предназначены для зажима хвостового режущего инструмента [23]. Патрон состоит из хвостовика 11, выполненного вместе с

упругой конусной втулкой 7. Внешняя коническая поверхность упругой конусной втулки сопряжена с внутренней конической поверхностью приводной втулки 8. Угол наклона конических поверхностей составляет  $2^\circ$ . К переднему концу упругой конусной втулки жестко прикреплено кольцо 2. Торцевые поверхности кольца, упругой конической и приводной втулок образуют рабочие камеры 4, 9 для подачи жидкости, герметизированные уплотнениями 3, 10. Давление питания к камерам 4, 9 подводится соответственно через каналы 5, 6.

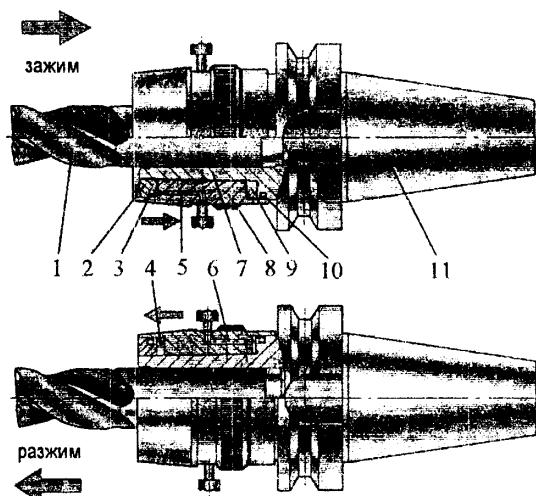


Рис. 3.50. Гидромеханический зажимной патрон CoroGrip фирмы Sandvik Coromant

При зажиме инструмента 1 жидкость через канал 5 поступает в камеру 3. Под давлением масла приводная втулка перемещается и деформирует упругую конусную втулку, обеспечивая выборку зазора между хвостовиком инструмента и упругой конусной втулкой. Дальнейшее перемещение приводной втулки приводит к созданию контактного давления на хвостовик инструмента, удерживающее инструмент в процессе обработки. При разжиме

инструмента жидкость через канал 6 поступает в камеру 9. Под давлением масла приводная втулка перемещается в обратном направлении снимая давление с упругой конусной втулки. Под действием сил упругости конусная втулка возвращается в исходное положение обеспечивая разжим инструмента.

Перемещение втулки проходит по масляному клину, что значительно увеличивает ресурс работы патрона. Хвостовик инструмента должен выполняться по h6 или h7. Зажим хвостовиков разного диаметра одним патроном возможен за счет применения переходных цанговых втулок. Патроны изготавливаются с высокой степенью точности, благодаря чему радиальное биение, измеренное на расстоянии трех диаметров от торца патрона, составляет от 2 до 6 мкм. Высокие усилия зажима в патроне создаются внешним гидравлическим насосом, который обеспечивает давление зажима 500 бар (50 МПа), и давление разжима до 800 бар (80 МПа). Фирма Sandvik Coromant

предлагает два типа гидравлических насосов: насос с ручным приводом (рис.3.51,а); насос с пневматическим приводом (рис.3.51,б). При использовании любого из этих насосов зажим инструмента можно осуществить менее чем за 20 с.

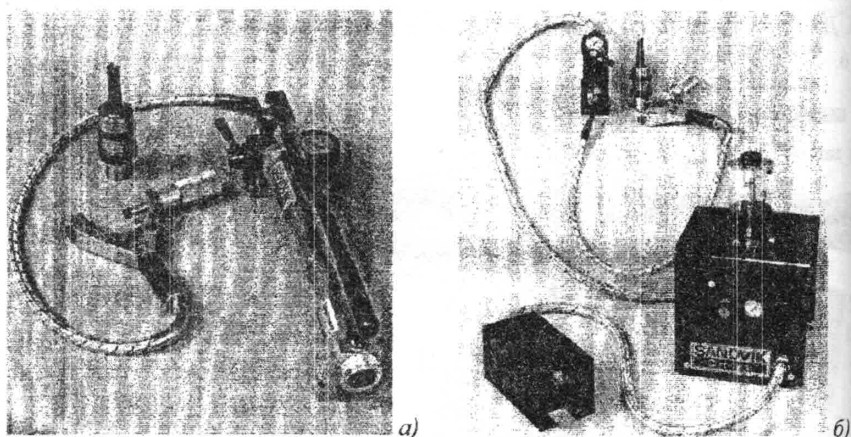


Рис. 3.51. Гидравлические насосы фирмы Sandvik Coromant: а) ручной; б) пневматический

Гидромеханические патроны типа CoroGrip имеют большие радиальные габариты и вес по сравнению с патронами для термозажима, что обусловлено наличием соответствующих элементов для создания зажимного усилия.

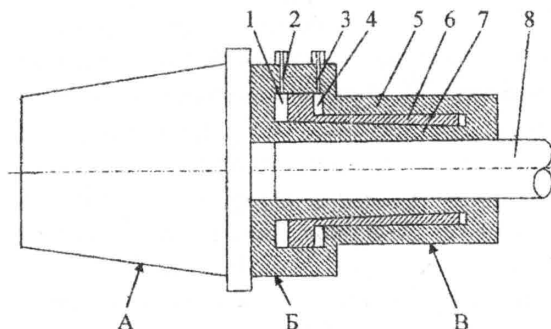


Рис. 3.52. Конструктивная схема гидромеханического зажимного патрона фирмы Sandvik Coromant

С целью уменьшения радиальных габаритов и веса фирмой Sandvik Coromant предложена конструкция гидромеханического зажимного патрона (патент WO2008/054295), в котором привод зажима-разжима Б расположен между хвостовой А и закрепляющей В частями патрона (рис.3.52). Закрепляющая часть выполнена в виде внутренней тонкостенной конической втулки 7 с углом наклона 1-2° и внешней

тонкостенной конической втулки 7 с углом наклона 1-2° и внешней

цилиндрической втулки 5, внутри которых находится приводная коническая втулка 6, выполненная за одно целое с поршнем зажима. Привод зажима Б выполнен гидравлическим и имеет камеру зажима 4 и камеру разжима 1, которые разделены поршнем приводной конической втулки. Давление питания от внешнего источника в камеры подводится через каналы 2 и 3. При зажиме хвостовика инструмента 8 жидкость поступает через канал 3 в камеру зажима 3. Под давлением жидкости поршень с приводной конической втулкой 6 перемещается влево, вызывая деформирование внутренней тонкостенной конической втулки 7 и небольшого расширения внешней цилиндрической втулки 5. При деформировании тонкостенной конической втулки выбирается зазор и создается контактное давление на хвостовик инструмента 8. После снятия давления хвостовик инструмента 8 удерживается за счет сил самоторможения. Разжим инструмента происходит при подаче жидкости в камеру 1 через канал 2.

**Зажимные патроны типа Weldon** осуществляют зажим инструмента с цилиндрическими хвостовиками с помощью одного или нескольких крепежных элементов. В стандартном исполнении патронов типа Weldon зажим хвостовика инструмента осуществляется одним (рис.3.53) или двумя винтами установленными в одном ряду. При этом на хвостовике инструмента должны быть выполнены плоские поверхности (лыски) под винты. Контакт инструмента с патроном проходит по одной линии, что есть причиной большого радиального биения (может превышать 0,01 мм) [21]. Использование двух зажимных винтов вместо одного позволяет увеличить статическую и динамическую жесткость до 50%.

Зажимные патроны типа Weldon наименее подходящие для высокоскоростной обработки (максимальная частота вращения до 12000 об/мин), так как при действии центробежных сил происходит ослабление соединения хвостовика инструмента с зажимной частью патрона. Кроме того, динамическая жесткость таких патронов низкая,

особенно в направлении, перпендикулярном зажимному винту, что вызывает высокую вибрацию и соответственно снижает стойкость инструмента. С целью увеличения динамической жесткости используются конструкции патронов типа Weldon, имеющие два зажимных винта в одном диаметральной сечении. Это позволяет повысить граничные частоты вращения таких патронов, но все равно

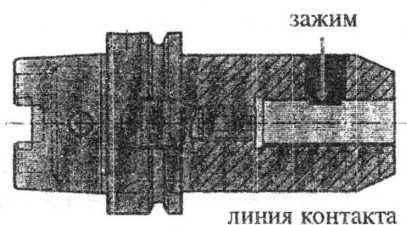


Рис. 3.53. Зажимной патрон типа Weldon с одним зажимным винтом

они не подходят для высоких частот вращения и высокопроизводительной обработки.

**Кулачковые инструментальные зажимные патроны** используются для закрепления инструментов с цилиндрическими хвостовиками диаметром до 16мм. Они крепятся к шпинделю станка с помощью хвостовиков SK или HSK, обеспечивают точное центрирование (радиальное биение не более 0,02 мм) и достаточное усилие зажима хвостовых инструментов при частоте вращения до 6000 об/мин.

Сверлильные самоцентрирующиеся патроны являются универсальными и быстродействующими зажимными устройствами, с помощью которых режущий инструмент может быстро и надежно зажиматься в определенном положении. Универсальность обеспечивается подвижностью зажимных элементов патрона, которые с помощью специального механизма перемещаются взаимозависимо и синхронно на одинаковое расстояние от оси. Из всего диапазона зажимных патронов для закрепления инструмента (сверлильного, фрезерного) необходимо чтобы габариты патронов были соизмеримы с диаметрами закрепляемых инструментов (например, габаритный диаметральный размер патрона не более чем в два раза больше максимального диаметра зажимаемого хвостовика инструмента). Для этого самыми удачными есть последовательно связанные винтовая пара и клиновая передача со свойственной им большой компактностью.

Классификация кулачковых сверлильно-фрезерных патронов приведена на рис.3.54.

Сверлильный трехкулачковый патрон без ключа SBF фирмы Albrecht показан на рис.3.55 [20]. Принцип действия патрона заключается в следующем: при приложении крутящего момента ко втулке 7 винт 2, который посредством сепаратора 1 штифта и клиньев связан со втулкой 3, перемещается вдоль оси относительно неподвижного корпуса 3. Винт действует на клинья 6, которые сжимают хвостовик режущего инструмента. Во время работы под действием момента резания винт, выполненный с левой резьбой, стремится оттолкнуться от корпуса 3. Это способствует увеличению силы зажима, т.е. приводит к самозакручиванию, что увеличивает надежность зажима. Для уменьшения силы трения при зажиме-разжиме инструмента между торцом корпуса 4 и втулкой 3 установлены шарики 9. При разжиме инструмента втулку 7 вращают в обратную сторону. При этом винт 2 ввинчивается в корпус и за счет Т-образных каналов в передней части втулки сдвигает клинья 6, скользящие в Т-образных каналах конусного сепаратора 1; клинья расходятся и освобождают инструмент.





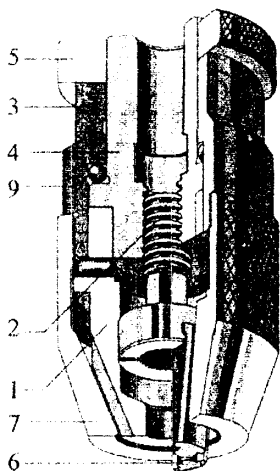


Рис. 3.55. Сверлильный  
трехкулачковый зажимной  
патрон SBF фирмы  
Albrecht

Сверлильный трехкулачковый патрон с ключом AKL фирмы Albrecht показан на рис.3.56 [20]. Патрон состоит из корпуса 11 с присоединительным конусом, расположенных в сепараторе 4 зажимных клиновых кулачков 1, наружной конической резьбовой втулки 2, связанной с сепаратором с помощью штифта 3. Задние части кулачков входят в Т-образные пазы винта 3, ввинченного в резьбовое отверстие червячного колеса 7. Опорами червячного колеса служат отверстие корпуса и отверстие сепаратора. Вращение червячного колеса осуществляется от червяка 8, который установлен в отверстии корпуса на шарик 9 с целью уменьшения трения при вращении и застопорен упругим кольцом 12. Для уменьшения трения при вращении червячного колеса служат шарики 6, а для предотвращения

попадания грязи и пыли во вращающиеся детали – уплотнения 15, 16 и 17.

Принцип действия патрона заключается в следующем: для предварительного зажима крутящий момент прилагается к втулке 2, которая посредством сепаратора 4 штифта и клиньев, перемещает винт 3 вдоль оси относительно неподвижного червячного колеса 7. Винт действует на кулачки 6, которые сжимают хвостовик режущего инструмента. Окончательный зажим осуществляется ключом с шестигранной головкой, который вращая червяк 8 приводит в движение червячное колесо 7. При вращении червячного колеса 7 винт 3 дополнительно перемещает кулачки в сепараторе и создает дополнительную силу зажима. Во время работы под действием момента резания винт, выполненный с левой резьбой, стремится оттолкнуться от червячного колеса 7 и способствует увеличению силы зажима в процессе работы.

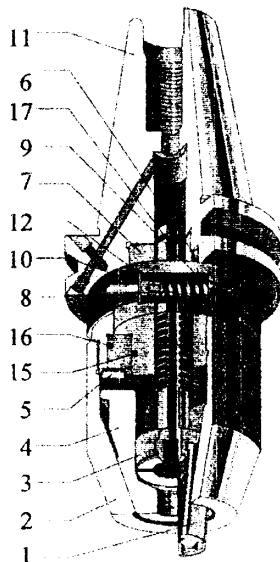


Рис. 3.56. Сверлильный  
трехкулачковый зажимной  
патрон AKL фирмы Albrecht

Аналогичную конструкцию имеет сверлильный трехкулачковый патрон с ключом фирмы Gewefa Spannwerkzeuge, в котором вместо винтовой передачи используется коническая зубчатая передача [19].

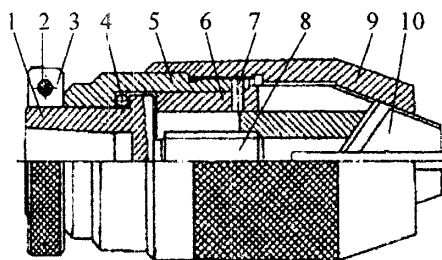


Рис. 3.57. Клиновой сверлильный патрон без ключа

Клиновой сверлильный патрон без ключа (рис.3.57), разработанный в Болгарии и модернизированный ООО «ЗМОК» [7], содержит корпус 1, цилиндрическую 5 и конусную 9 втулки, которые неподвижно связаны между собой с помощью резьбы; причем втулка 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 8, связанного с корпусом через резьбу, обеспечивающую возможность осевого перемещения. В головной части винта 8 выполнены Т-образные наклонные пазы, в которых размещены зажимные клинья 10. Для облегчения смены инструмента на корпусе может быть установлена посредством винта 2 разрезная втулка 3. При работе под действием момента резания винт 8, выполненный с левой резьбой, стремится отжаться от корпуса 1, что приводит к допультельному зажиму хвостовика инструмента.

Клиновой фрезерный патрон без ключа (рис.3.58), разработанный в Болгарии [7], состоит из корпуса 1 с коническим отверстием, в котором установлены сепараторы 4 и зажимные клинья 7, размещенные в Т-образных каналах сепаратора и горца втулки 6. Последняя установлена на корпусе с возможностью осевого перемещения и ограничения от проворота штифтом 5, который входит в продольный паз корпуса. На втулке 6 выполнена резьба с шагом  $P_1$ , на которую навинчена гильза 8, задний конец которой заканчивается также резьбой с шагом  $P_1 > P_1$  и привинчен к корпусу 1.

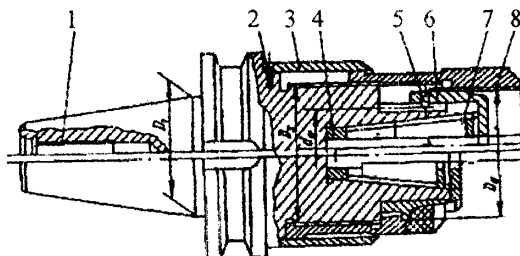


Рис. 3.58. Клиновой фрезерный патрон без ключа

Принцип работы патрона следующий. При повороте гильзы 8, выполненной с правой резьбой по обе стороны, но с различным шагом,

начинается осевое перемещение относительно неподвижного корпуса 1. При этом втулка 6 также перемещается в осевом направлении с меньшей осевой скоростью за счет разности шагов. Клинья 7, связанные неподвижно в осевом направлении через Т-образные пазы с втулкой 6, передвигаются в Т-образных каналах сепаратора 3. В результате клинья 7 расходятся, обеспечивая разжим, а при обратном вращении – зажим хвостовика инструмента. Втулка 3 прикреплена к корпусу 1 посредством винта 2 и ограничивает осевой ход гильзы 10.

### 3.4. Сравнение ИЗП для высокоскоростной обработки

Соединение цилиндрического хвостовика инструмента с зажимным патроном (оправкой) основывается на различных принципах зажима, однако не все они хорошо подходят для HSC и HPC. Опыт показывает, что идеального зажимного патрона для всех случаев обработки не существует.

Одним из главных критериев при выборе зажимного патрона или оправки для HSC служит радиальное биение режущей кромки инструмента, зажатого в патроне. Радиальное биение режущей кромки непосредственно влияет на стойкость инструмента. Как видно из рис.3.59, радиальное биение режущей кромки инструмента для высокоскоростной и высокопрецизионной обработки должно быть не ниже 0,01 мм [21].

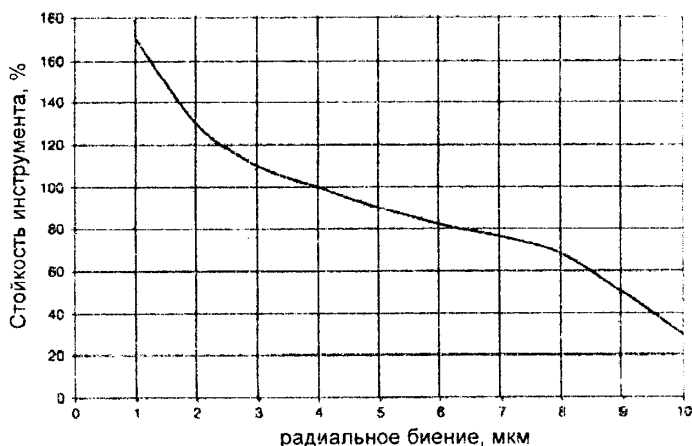


Рис. 3.59. Влияние радиального биения режущей кромки инструмента на его стойкость при HSC

Как правило, в каталогах производителей для разных типов зажимных патронов указываются значения радиального биения для совершенного инструмента и точного соединения зажимного патрона со шпинделем станка. Но в реальных условиях эти значения существенно отличаются. Про это свидетельствуют результаты измерений радиального биения для ряда зажимных патронов четырьмя различными производителями, что приведены в табл.3.3 [21]. Измерения проводились для твердосплавного инструмента на расстоянии  $3 \times D$  от торца патрона.

*Таблица 3.3. Значения радиального биения разных типов зажимных патронов на расстоянии  $3 \times D$  от торца*

№ п/п	Тип зажимного патрона	Радиальное биение, мм		
		минимум	максимум	среднее
1.	Силовой фрезерный патрон	0,0025	0,023	0,01
2.	Гидравлический патрон	0,0005	0,0076	0,0029
3.	Патрон с термозажимом	0,0013	0,0076	0,004
3.	Цанговый DA-180	0,0023	0,1524	0,0386
5.	Цанговый ER-25	0,0005	0,0330	0,0087
6.	Цанговый TG-100	0,0005	0,0127	0,0054
7.	Соединение Weldon	0,0005	0,0064	0,0046
8.	Прецизионный цанговый	0,0005	0,0152	0,0052

Зависимости передаваемого вращающего момента от диаметра хвостовика для ряда зажимных патронов приведены на рис.3.60 [21]. Увеличения диаметра хвостовика зажимаемого инструмента приводит к увеличению передаваемого вращающего момента, но это увеличение зависит от конструкции патрона, точности изготовления посадочного отверстия и хвостовика инструмента. В общем можно констатировать то, что все зажимные патроны для высокоскоростной и высокопроизводительной обработки (патроны с термозажимом, гидравлические и т.д.) дают оптимальный результат при точности изготовления хвостовика инструмента по  $h6$ . Некоторые стандартные цанговые патроны могут обеспечивать большие значения передаваемого вращающегося момента в диапазоне диаметров зажима до 12 -14 мм.

Сравнение передаваемых вращающих моментов при разных диаметрах зажима по данным фирмы Sandvik Coromant [23] приведены на рис.3.61. Анализ данных показывает, что наибольшим передаваемым вращающим моментом владеют гидромеханические зажимные патроны.

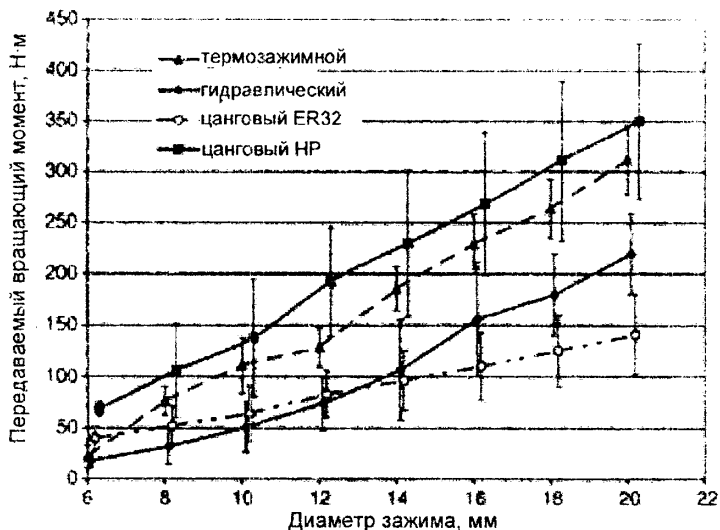


Рис. 3.60. Передаваемый вращающий момент гидравлических и термозажимных патронов (точность хвостовика h6), а также стандартных цанговых и прецизионных цанговых патронов (точность хвостовика h6-h11) в зависимости от диаметра хвостовика

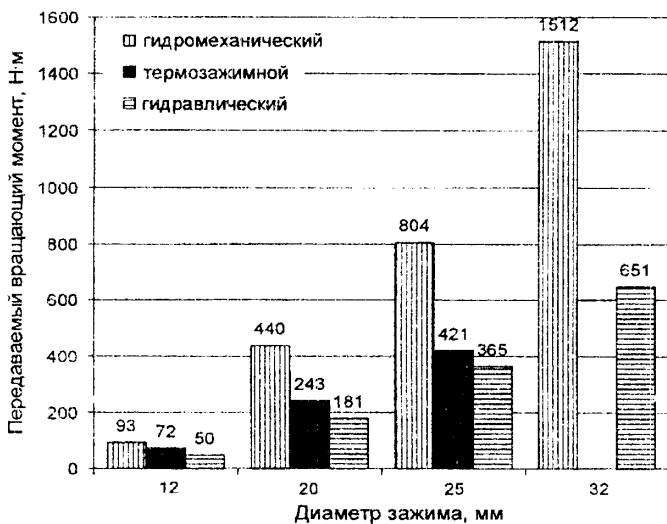


Рис. 3.61. Передаваемый вращающий момент трех типов зажимных патронов при разных диаметрах зажима по данным Sandvik Coromant

Важной характеристикой также является радиальная жесткость зажимных патронов. Результаты измерений радиальной податливости системы зажимной патрон-инструмент по схеме рис.3.62, проведенные учеными кафедры технологии обработки и конструирования технического университета в г.Хемниц [15], приведены на рис.3.63. Измерения проводились для патронов с хвостовиком HSK-63 с диаметром зажима хвостовика инструмента 12 мм датчиками с точностью измерений 0,2 мкм при нагрузке до 1000 Н.

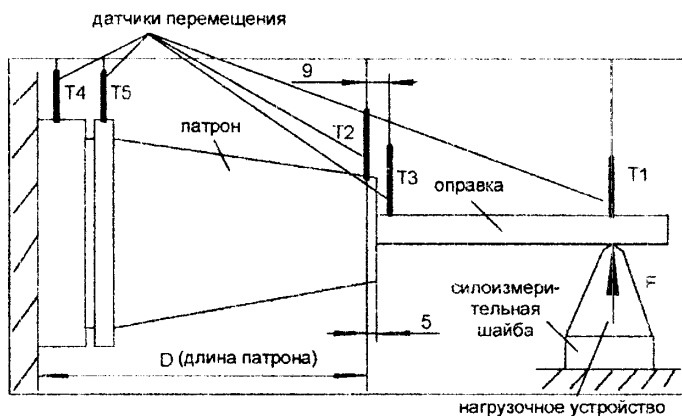


Рис. 3.62. Схема измерений радиальных перемещений в системе зажимной патрон-инструмент

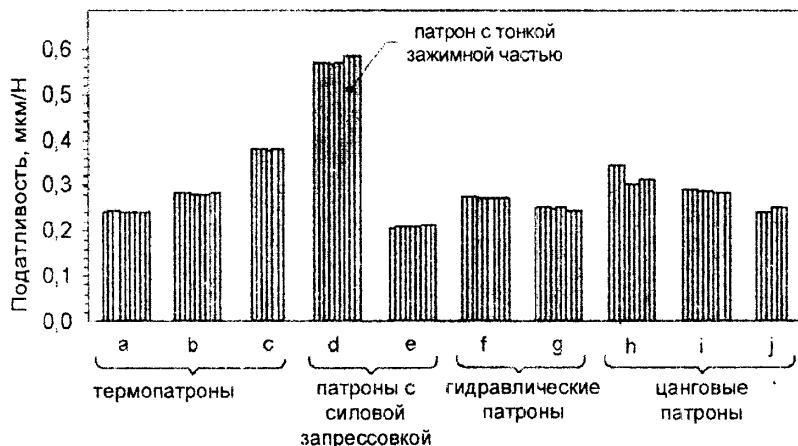


Рис. 3.63. Податливость системы «зажимной патрон-оправка» при изгибной силе 1000 Н (данные трех измерений каждого из патронов)

Данные исследования показывают, что податливость цапгового патрона увеличивается с увеличением нагрузки. Разница между кривой нагрузки и кривой разгрузки относительно большая (рис.3.64,а) [15]. Причиной этому являются контактные деформации стыков.

Патрон с термозажимом при нагрузке и разгрузке имеет почти линейную характеристику, а разница между перемещениями при нагрузке и разгрузке наименьшая среди сравниваемых патронов (рис.3.64,б). При этом определяющим параметром является длина зажима, величина и распределение давления зажима, а также размеры зажимной части патрона.

Подобные характеристики имеют патроны с силовой запрессовкой [15]. Относительная разница прежде всего возникает из-за принципа зажима, благодаря которому давление зажима создается не по всей поверхности хвостовика инструмента. Преимущество таких патронов – возможность минимизировать диаметр зажимной части. При небольшом диаметре зажимной части патрона его податливость наибольшая (патрон d, рис.3.63).

Наименьшая площадь петли гистерезиса свойственна особенно патронам с термозажимом, что свидетельствует о плохом демпфировании.

Для гидравлических патронов уменьшение податливости с ростом нагрузки особенно выразительно (рис.3.64,в) [15]. С увеличением нагрузки также уменьшается разница между перемещениями зажимной части (датчик T3) и оправки (датчик T2), которая определяет жесткость соединения «зажимной патрон-хвостовик инструмента». Отсюда можно сделать выводы, что с увеличением нагрузки гидравлический патрон становится жестче. Причиной этому является большая поверхность прилегания первоначально в середине области зажима свободной зажимной гильзой, находящейся в корпусе патрона. В дальнейшем происходит только перераспределение среды зажима (в большинстве случаев масла). При разгрузке еще больше становится податливость, чем у других зажимных патронов. Исследования показали хорошую демпфирующую способность гидравлических патронов.

Динамические характеристики разных типов патронов определялись экспериментально и теоретически с использованием МКЭ. Собственные частоты исследованных типов зажимных патронов приведены на рис.3.65.

Демпфирование колебаний инструментальным патроном значительно влияет на стойкость инструмента. Исследования фирмы Schunk GmbH показывают, что при использовании гидравлических зажимных патронов типа Tendo стойкость инструмента наибольшая (рис.3.66) [12]. При этом также улучшается качество обработанной поверхности изделия, уменьшаются нагрузки на опоры шпиндельного узла. Хорошую демпфирующую способность имеют также патроны с силовой запрессовкой.



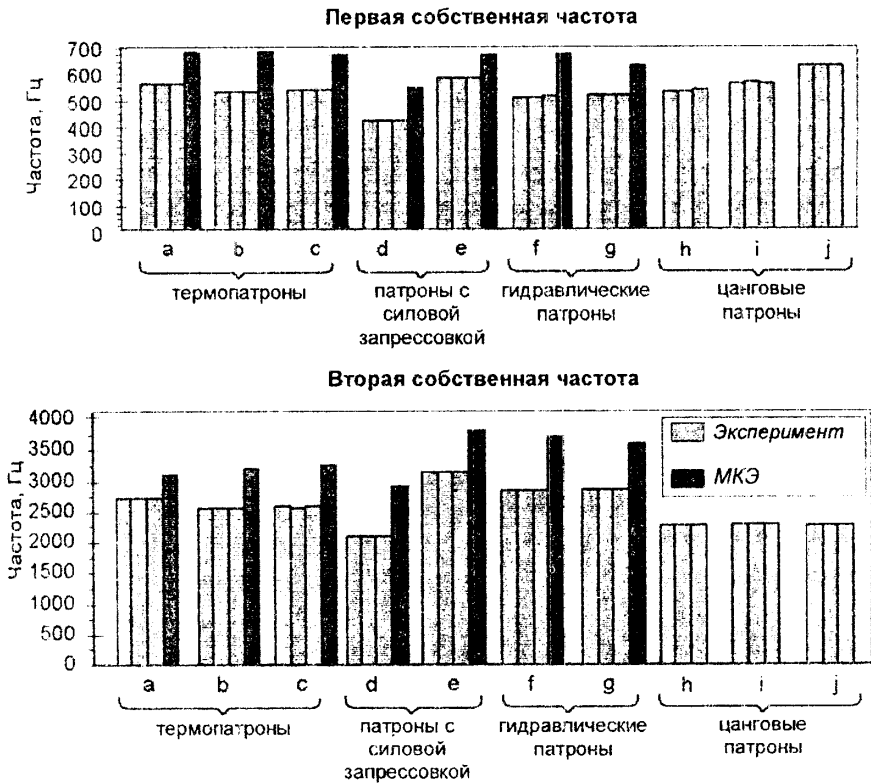
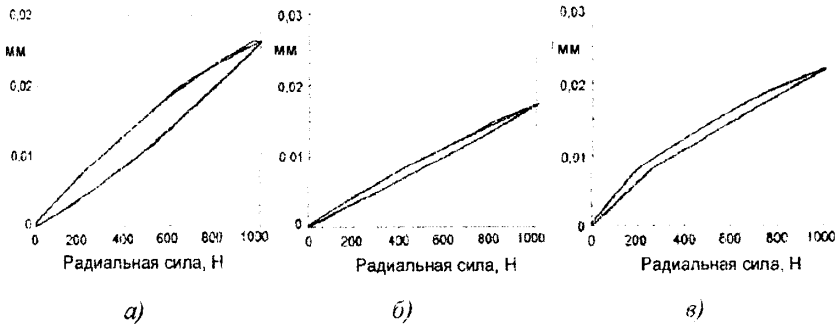


Рис. 3.65. Собственные частоты колебаний системы «зажимной патрон-оправка» (данные трех измерений каждого из патронов)

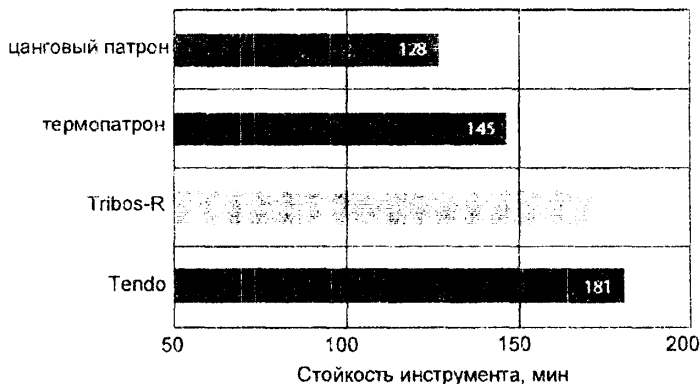


Рис. 3.66. Стойкость инструмента, зажатого в разных типах зажимных патронов

Важным фактором при выборе зажимного патрона является стоимость обработки с учетом затрат на смену инструмента. Перед использованием инструмент зажимают, а после – разжимают. Без периферийных устройств зажима, цена которых значительна (например, прибор индукционного нагрева стоит около 10000 евро), можно производить смену инструмента с помощью специальных ключей в течении 30 с в гидравлических зажимных патронах, а на протяжении чуть большего времени – в цанговых. Зависимости стоимости обработки от ее продолжительности для разных типов патронов за данными фирмы Schunk GmbH приведены на рис.3.67 [12].

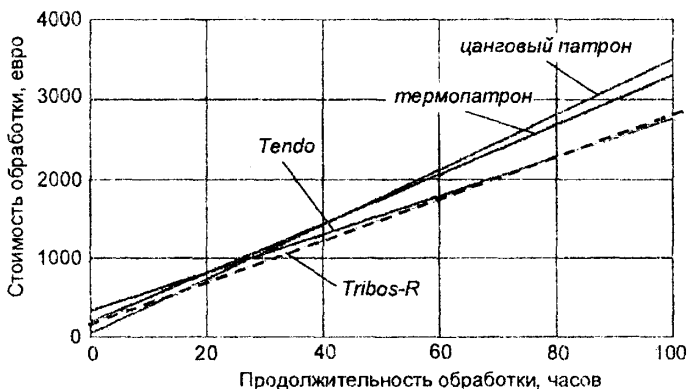


Рис. 3.67. Зависимости стоимости обработки от ее продолжительности для разных типов зажимных патронов

Таблица 3.4. Сравнение различных типов зажимных инструментальных патронов по ряду показателей

КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ	ТИП ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО ЗАЖИМНОГО ПАТРОНА (ИЗП)							
	Weldon	Цанговый типа ER, TG	Гидравли- ческий	Силовой фрезерный	Термо- зажимной	TRIBOS	SogoGrip	
	черновая, получистовая	черновая, получистовая	получистовая, чистовая	черновая, чистовая	черновая, чистовая	черновая, чистовая	черновая, чистовая	
Область использования	0,005-0,018	0,010-0,040	< 0,005	< 0,012	< 0,005	< 0,005	< 0,005	< 0,005
Радиальное биение, мм	средняя	средняя	высокая	очень высокая	очень высокая	высокая	очень высокая	очень высокая
Жесткость	-	32-170	150-280	1000	200-500	150-240	400-580	400-580
Крутящий момент, Н·м	< 15000	< 30000	< 40000	< 20000	< 40000	< 40000	< 40000	< 40000
Максимальная частота вращения, об/мин	5-50	1-50	5-31	6-50	6-38	6-32	6-32	6-32
Диапазон зажимаемого инструмента, мм	1	2	10	6-10	5-7	7-9	10	10
Относительная цена патрона*	среднее	среднее	высокое	среднее	очень высокое	очень высокое	очень высокое	очень высокое
Качество балансировки	ключ	ключ	ключ	ключ	устройство зажима	устройство зажима	устройство зажима	устройство зажима

\* 1 – самая низкая цена; 10 – самая высокая цена

Термозажимные установки окунаются при использовании большого количества термopatрoнoв. За данными фирмы Kelch точка амортизации наступает уже при необходимости зажима инструмента в 40 термopatрoнoнax (рис.3.68).

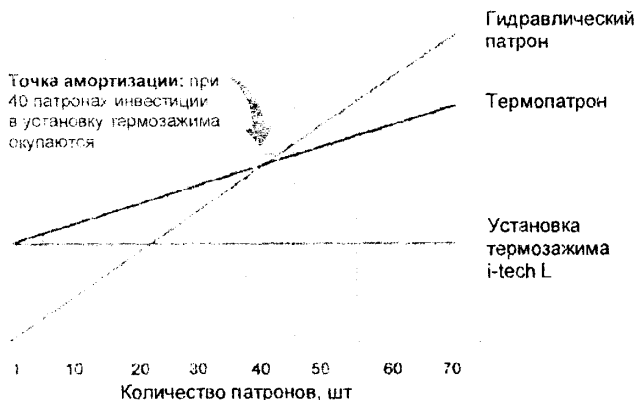


Рис. 3.68. Затраты на зажим-разжим инструмента в зависимости от количества зажимных патронов

Сравнение инструментальных зажимных патронов по ряду показателей приведены в табл.3.4 [21]. Значения радиального биения приведены для патронов с диаметром зажима инструмента 20 мм и хвостовиком SK-40. Значения крутящего момента приведена для зажима инструмента с хвостовиком Ø20 мм.

### Литература к главе 3

1. Григорьев С.Н., Кохомский М.В., Маслов А.Р. Инструментальная оснастка станков с ЧПУ: Справочник/ Под общ. ред. А.Р. Маслова. – М.: Машиностроение, 2006. – 544 с.
2. Денисенко А.Ф., Петрунин В.И., Казакова О.Ю. Исследование эксплуатационных характеристик системы автоматической смены инструментов// СТИН. – 2007. – №2. – с. 2 – 6.
3. Кузнецов Ю.М., Гуменюк О.А. Високоточні надшвидкісні затискні патрони для хвостового різального інструменту// Вісник НТУУ «КПІ», серія машинобудування. – 2005. – №45 – с. 80 – 83.
4. Кузнецов Ю.М., Гуменюк О.А., Рудковський А.М., Хасан Аль Дабас

- Принципи створення інструментальних патронів для високошвидкісної обробки// Збірник праць КНТУ. – 2006. – вип. 17 – с. 134 – 141.
5. Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Волошин В.Н. Інструментальні патрони з термозатиском для високошвидкісного оброблення// *Машинознавство*. – 2007.– №8 (122). – с.42 – 46.
  6. Маслов А.Р. Обоснование метода закрепления инструмента для высокоскоростного фрезерования// *ИТО*. – 2005. - №9. – с. 13 – 16.
  7. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник// Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цьрвенков; под ред. Ю.Н. Кузнецова. – К.: Техника; София: Техника, 1988. – 222 с.
  8. Тереньтєв А. Прецизионная оснастка для высокоскоростного фрезерования// *Мир техники и технологий*. – 2008. - №4 (77). – с. 46 – 47.
  9. Шмидт Ю., Конольд Т., Дик М. Металлообработка без применения смазочно-охлаждающей жидкости// *Werkstatt und Betrieb*. – 2001. - №9.– S. 38 – 49.
  10. CySpeed Motorspindel. Проспект фірми Cyttec Systems. – Steffensrott, 2000. – 56 с.
  11. Di Ilio A., Togna A., Caparello P., Ventaglio S. Mandrini per alta velocita: analisi codoli d'attacco utensili// *Utensili attrezzature*. – 2006. - №3. – p.40 – 50.
  12. Die richtige Auswahl des Werkzeughalters erschließt Qualitäts- und Kostenpotenziale// *Maschinenmarkt*. – 2007. – №36. – s. 180 – 183.
  13. Feng Pingfa. Berechnungsmodell zur Ermittlung von Spannkraften bei Backenfuttern. TU Berlin, Diss., 2000. – 228 s.
  14. Kraft kontra Wärme// *Fertigung*. – 2000. – №10. – s. 46 – 48.
  15. Leopold J., Schmidt G. Bewertung von HSC-Spannfuttern// *Werkstattstechnik*. – 2001. – №9 (91). – s. 556 – 563.
  16. Operating manual for Schunk Tribos polygonal clamping system with assembly fixture SVP 2. Schunk GmbH & Co. KG, Lauffen/Neckar, 02.2007, 26 s.
  17. Operating manual for Schunk Tribos polygonal clamping system SVP 3. Schunk GmbH & Co. KG, Lauffen/Neckar, 10.2006, 36 s.
  18. Philipp Andrae. Hochleistungszerspanung von Aluminiumknetlegierungen. Diss. TU Hannover, 2002. – 142 s.
  19. Präzisions-Kurzbohrfutter. Проспект фірми Gewefa Spannwerkzeuge, Burladingen, 10.2004, 18 с.
  20. Spannfutter der Extra-Klasse. Проспект фірми Albrecht, 05.2006, 36 с.
  21. Stephenson David A., Agapiou John S. Metal cutting theory and practice. – New

- York: CRC Press, 2006. – 914 s.
22. Thermo Grip. Проспект фирмы Bilz Werkzeugfabrik GmbH & Co. KG, Ostfildern, 07.2007, 68 с.
  23. Tool holding systems. Каталог фирмы Sandvik Coromant, Sandviken, 2008, 66 с.
  24. Weck M., Brecher Ch. Werkzeugmaschinen. Maschinen Arten und Anwendungsbereiche. – Berlin: Springer-Verlag, 2005. – 600 s.
  25. Weck M., Schumacher A. Derzeitiger Stand der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung: ein Überblick// Werkstattstechnik. – 1997. – №9/10. – s. 409 – 413.
  26. Werkzeughaltersysteme. Проспект фирмы Schunk GmbH & Co. KG, Lauffen/Neckar, 10.2006, 74 с.
  27. Zigeltrum F. Formschlüssiges Schrumpffutter sorgt für sichere Werkzeugspannung// Maschinenmarkt. – 2008. – №19. – s. 42 – 43.

# ГЛАВА 4. СИНТЕЗ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ ЗАЖИМНЫХ ПАТРОНОВ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

## 4.1. Принципы создания ИЗП для высокоскоростной обработки

Принцип клинового усилительного звена широко используется при создании высокоскоростных инструментальных патронов. При этом чаще всего используются зажимные системы с клиновым передаточно-усилительным звеном двух исполнений (рис.4.1): 1 – зажимные элементы выполнены отдельно (например, в виде цанги) и жесткость связи между ними по круговому контуру незначительна и приближается к нулю ( $C_y \approx 0$ ); 2 – зажимные элементы выполнены как одно целое (например, в виде конусной втулки) и жесткость их связи существенна ( $C_y \gg 0$ ) [5]. Проанализируем процесс зажима

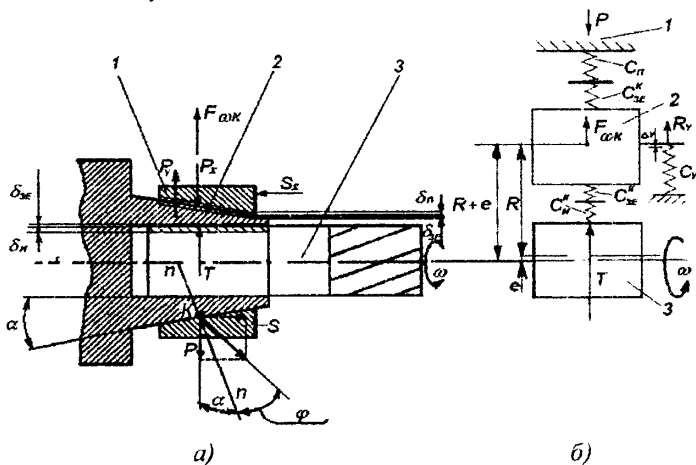


Рис. 4.1. Расчетная схема инструментального зажимного патрона с упругими коническими зажимными элементами (а) и модель упругой системы инструмент - зажимный элемент - корпус патрона (б)

инструмента в статике ( $\omega = 0$ ) и зажатое состояние при вращении ( $\omega \neq 0$ ) для двух исполнений передаточно-усилительного звена.

При зажиме инструмента патрон не вращается и центробежные силы, действующие на зажимные элементы, отсутствуют, т.е. ( $F_{\omega k} = 0$ ). В этом случае суммарная осевая сила зажима  $S_z$  (рис.4.1,а) при открытом силовом контуре патрона равномерно распределяется на  $Z$  зажимных элементов при выполнении их отдельными в виде клиньев или консольных лепестков (губок)

цанги с половиной угла конуса  $\alpha$ , т.е.  $S_{\Sigma} = Z \cdot S$  (где  $S$  – осевая сила от привода, приходящаяся на один зажимной элемент). Если зажимные элементы выполнены в виде цельной тонкостенной конической втулки с небольшим углом наклона, то осевая сила  $S_{\Sigma}$  создаёт равномерное давление в продольном и поперечном сечениях с результирующей силой  $P_{\Sigma}$ , которая действует в радиальном направлении на зажимные элементы и равна:

$$P_{\Sigma} = S_{\Sigma} \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi), \quad (4.1)$$

где  $\varphi$  – угол трения на конической поверхности между передаточно-усилительным звеном 1 и зажимным элементом 2.

При отдельных зажимных элементах с количеством  $Z$ , радиальная сила, действующая на один элемент, равна:

$$P = \frac{P_{\Sigma}}{Z} = S \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi), \quad (4.2)$$

С некоторыми допущениями для двух исполнений зажимных элементов рассмотрим общую модель упругой системы хвостовик инструмента – зажимной элемент – корпус патрон (рис.4.1,б).

При раздельных зажимных элементах  $Z$  и  $C_y \approx 0$  (исполнение 1) суммарная радиальная сила зажима:

$$T_{\Sigma} = P_{\Sigma} = S_{\Sigma} \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi), \quad (4.3)$$

а коэффициент усиления патрона:

$$K_{n1} = \frac{T_{\Sigma}}{S_{\Sigma}} = \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi). \quad (4.4)$$

В зажатом состоянии система натянута, а силы в местах контакта равны:

$$T_{\Sigma} = C_{u-y}^K (\delta_u + \delta_y), \quad (4.5)$$

$$P_{\Sigma} = C_{y-n} (\delta'_{y'} + \delta_n), \quad (4.6)$$

где  $\delta_u$ ,  $\delta_y$ ,  $\delta'_{y'}$ ,  $\delta_n$  – контактные сближения соответственно инструмента, зажимного элемента (внутри и снаружи) и патрона;  $C_{u-y}^K$  – приведенная (суммарная) контактная жесткость поверхностей стыка подсистемы инструмент ( $C_u^K$ ) – зажимной элемент ( $C_y^K$ );  $C_{y-n}$  – приведенная (суммарная) жесткость поверхностей стыка подсистемы зажимный элемент ( $C_{y'}^K$ ) – патрон ( $C_n$ ) с учетом радиальной деформации корпуса.

Жесткости  $C_{u-y}^K$  и  $C_{y-n}$  определяются за зависимостями (рис.4.2):

$$C_{u-y}^K = \frac{C_u^K \cdot C_y^K}{C_u^K + C_y^K}, \quad C_{y-n} = \frac{C_{y'}^K \cdot C_n}{C_{y'}^K + C_n} \quad (4.7)$$



При цельном зажимном элементе и  $C_y \gg 0$  (исполнение 2) суммарная радиальная сила зажима:

$$T_{\Sigma} = P_{\Sigma} - P_y = S_{\Sigma} \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) - C_y \Delta_y, \quad (4.8)$$

где  $\Delta_y$  – радиальная деформация кольцевого упругого зажимного элемента, пропорциональная суммарной радиальной силе упругости  $P_y$ . Для обеспечения необходимой суммарной силы  $T_{\Sigma}$ , исходя из негативного влияния силы  $P_y$ , в конструкциях инструментальных патронов уменьшают угол конусу  $\alpha$  до  $1^{\circ}$ – $3^{\circ}$ , что приводит к самоторможению и необходимости создания больших сил для разжима, чаще больших, чем для зажима.

Коэффициент усиления таких патронов

$$K_{n2} = \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) - \frac{C_y \Delta_y}{S_{\Sigma}}, \quad (4.9)$$

а приведенная (суммарная) жесткость подсистемы инструмент 3 – зажимной элемент 2 (рис. 4.69):

$$C_{и-зп}^K = \frac{C_{и}^K \cdot C_{зп}^K}{C_{и}^K + C_{зп}^K} + C_y. \quad (4.10)$$

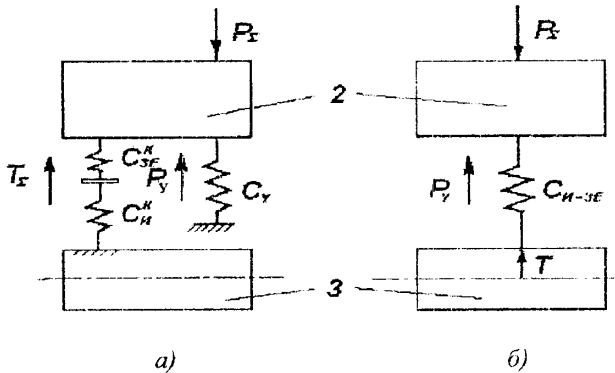


Рис. 4.2. Модель упругой подсистемы инструмент – зажимный элемент: а) реальная; б) приведенная

В процессе вращения без резания инструментальный патрон вращается ( $\omega \neq 0$ ) и на него действуют центробежные силы  $F_{ок}$ , приводящие к перераспределению упругих отжатий и контактных нагрузок в стыках инструмент – зажимной элемент – патрон.

Упругое отжатие зажимного элемента от силы  $F_{ок}$  составляет:

$$\delta = \frac{F_{\omega k}}{C_{z3-n}^k}, \quad (4.11)$$

что приводит к уменьшению натяга в подсистеме инструмент – зажимной элемент на эту же величину  $\delta$  и, следовательно, к потере суммарной радиальной силы зажима на величину

$$\Delta T_{\Sigma} = \delta \cdot C_{u-z3}^k. \quad (4.12)$$

Динамическая суммарная радиальная сила зажима при определенной частоте вращения будет

$$T_{\Sigma\omega} = T_{\Sigma} - \Delta T_{\Sigma}. \quad (4.13)$$

Для исполнения 1 после подстановки формул (4.11), (4.7) в формулу (4.12) получим

$$\Delta T_{\Sigma 1} = \frac{F_{\omega k}}{C_{z3-n}^k} C_{u-z3}^k = F_{\omega k} \frac{C_u^k}{C_n} \cdot \frac{C_{z3}^k + C_n}{C_{z3}^k + C_u^k}. \quad (4.14)$$

Если принять  $C_{z3}^k = C_u^k = C_u$ , то

$$\Delta T_{\Sigma 1} = \frac{F_{\omega k}}{2} \left( 1 + \frac{C_u}{C_n} \right). \quad (4.15)$$

В этом случае относительный коэффициент потери радиальной силы зажима для дальнейшего анализа будет:

$$\alpha_{T1} = \frac{\Delta T_{\Sigma 1}}{F_{\omega k}} = 0,5 \cdot \left( 1 + \frac{C_u}{C_n} \right). \quad (4.16)$$

Для исполнения 2 после подстановки формул (4.11), (4.10) и (4.7) в формулу (4.12) получим:

$$\Delta T_{\Sigma 2} = F_{\omega k} \frac{(C_u^k \cdot C_{z3}^k + C_y \cdot (C_u^k + C_{z3}^k)) \cdot (C_{z3}^k + C_n)}{(C_{z3}^k + C_u^k) \cdot C_{z3}^k \cdot C_n}. \quad (4.17)$$

Если принять  $C_{z3}^k = C_u^k = C_n$ , то

$$\Delta T_{\Sigma 2} = F_{\omega k} \frac{(C_u + 2C_y) \cdot (C_u + C_n)}{2 \cdot C_u \cdot C_n}, \quad (4.18)$$

а относительный коэффициент потери радиальной силы зажима будет

$$\alpha_{T2} = \frac{\Delta T_{\Sigma 2}}{F_{\omega k}} = \frac{(C_u + 2C_y) \cdot (C_u + C_n)}{2 \cdot C_u \cdot C_n}, \quad (4.20)$$

Для возможности сравнительного анализа двух исполнений и поиска новых решений примем  $C_y = C_u$  в формуле (4.20) и получим

$$\alpha_{T2} = 1,5(1 + C_u/C_n), \quad (4.21)$$

Анализ формул (4.16) и (4.21) при различных соотношениях коэффициента жёсткости  $\alpha_c = C_u/C_n$  и разных исполнениях зажимных элементов свидетельствует о том, что наилучшие решения необходимо искать в области (заштрихованная зона на рис.4.3), где при необходимой радиальной точности потери динамической радиальной силы зажима будут наименьшими.

Это обеспечивается закрытым силовым контуром патрона, у которого зажимные элементы связаны между собой, но с невысокой жесткостью, корпус патрона имеет жёсткость выше жесткости зажимных элементов и хвостовика инструмента, который, например, может быть трубчатой формы. Для стабилизации силы зажима при разных частотах вращения инструмента и даже для ее повышения при экономии затрат энергии целесообразно использовать разные способы компенсации центробежных сил за счёт физических, геометрических и других эффектов.

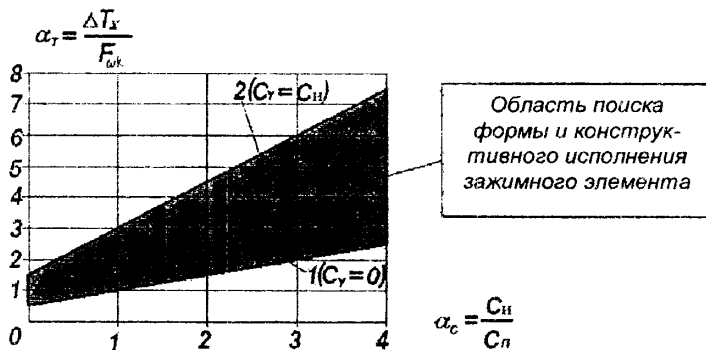


Рис. 4.2. Зависимость потери радиальной силы зажима под действием центробежных сил от соотношения жесткостей инструмента  $C_n$ , патрона  $C_p$  и упругого зажимного элемента  $C_\gamma$

## 4.2. Синтез ИЗП для высокоскоростной обработки

Для синтеза инструментальных зажимных патронов, и в том числе высокоскоростных и прецизионных, эффективным является метод морфологического анализа [3, 5], где в качестве основных признаков выбраны: 1 – хвостовик концевой инструмента; 2 – структура патрона (корпус, основной и промежуточный зажимной элемент, передаточно-усилительное звено); 3 – связь корпуса с основным зажимным элементом и шпинделем; 4 – способы зажима–разжима и компенсации центробежных сил.



Выбирая для каждого признака альтернативы реализации, строится морфологическая модель в виде таблицы (табл.4.1), которую можно дополнять новыми признаками и альтернативами. Составленная морфологическая таблица может быть представлена в виде морфологической матрицы ИЗП (свернутой и развернутой).

Свернутая форма представляет собой:

$$M_{\text{ИЗП}} = \dot{I}_{\dot{\epsilon}} \wedge \dot{I}_{\dot{\lambda}\dot{\alpha}} \wedge \dot{I}_{\dot{\lambda}\dot{\beta}} \wedge \dot{I}_{\dot{\lambda}\dot{\gamma}} \wedge \dot{I}_{\dot{\lambda}\dot{\delta}}, \quad (4.22)$$

где  $\dot{I}_{\dot{\epsilon}}$ ,  $\dot{I}_{\dot{\lambda}\dot{\alpha}}$ ,  $\dot{I}_{\dot{\lambda}\dot{\beta}}$ ,  $\dot{I}_{\dot{\lambda}\dot{\gamma}}$ ,  $\dot{I}_{\dot{\lambda}\dot{\delta}}$  – морфологические матрицы соответственно инструмента, структуры патрона, связей и способов.

В развернутом виде морфологическая матрица (4.22) будет иметь вид:

$$M_{\text{ИЗП}} = \begin{array}{c} \left. \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \\ 1.5 \end{array} \right\} \wedge \left| \begin{array}{c} 2.1 \ 3.1 \ 4.1 \ 5.1 \\ 2.2 \ 3.2 \ 4.2 \ 5.2 \\ 2.3 \ 3.3 \ 4.3 \ 5.3 \\ 3.4 \ 4.4 \ 5.4 \\ 3.5 \ 4.5 \\ 3.6 \\ 3.7 \end{array} \right| \wedge \left. \begin{array}{c} 6.1 \ 7.1 \\ 6.2 \ 7.2 \\ 6.3 \ 7.3 \\ 6.4 \ 7.4 \\ 7.5 \\ 7.6 \\ 7.7 \end{array} \right\} \wedge \left| \begin{array}{c} 8.1 \ 9.1 \ 10.1 \\ 8.2 \ 9.2 \ 10.2 \\ 8.3 \ 9.3 \ 10.3 \\ 8.4 \ 9.4 \ 10.4 \\ 8.5 \ 9.5 \ 10.5 \\ 8.6 \ 9.6 \ 10.6 \\ 8.7 \end{array} \right| . \quad (4.23)$$

Общее количество конструктивных схем ИЗП составляет очень большое число, что для полного перебора потребует много времени. Поэтому для поиска новых решений ограничимся количеством альтернатив, ориентируясь на зажим стандартных концевых фрез с цилиндрическим сплошным хвостовиком (альтернатива 1.1). Для основного зажимного элемента оставим альтернативы 3.1 – 3.4, для связей корпуса со шпинделем – альтернативу 7.1, а для способов зажима-разжима – альтернативы 8.1 – 8.3, 9.1 – 9.3.

При таких условиях усеченная матрица примет вид:

$$M'_{\text{ИЗП}} = 1.1 \wedge \left| \begin{array}{c} 2.1 \ 3.1 \ 4.1 \ 5.1 \\ 2.2 \ 3.2 \ 4.2 \ 5.2 \\ 2.3 \ 3.3 \ 4.3 \ 5.3 \\ 3.4 \ 4.4 \ 5.4 \\ 4.5 \end{array} \right| \wedge \left. \begin{array}{c} 6.1 \ 7.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \\ 6.4 \end{array} \right\} \wedge \left| \begin{array}{c} 8.1 \ 9.1 \ 10.1 \\ 8.2 \ 9.2 \ 10.2 \\ 8.3 \ 9.3 \ 10.3 \\ 8.4 \ 10.4 \\ 10.5 \\ 10.6 \end{array} \right| , \quad (4.24)$$

а число вариантов схем ИЗП существенно сократится.

В качестве примеров синтеза новых решений рассмотрим следующие сочетания из морфологической матрицы (4.24) и запишем их в виде морфологических формул:

$$X1 = |1.1| \wedge |2.1 - 3.1 - 4.5 - 5.2| \wedge |6.3 - 7.1| \wedge |8.2 - 9.2 - 10.6|, \quad (\text{рис.4.4,а}) [15];$$

$$X2 = |1.1| \wedge |2.1 - 3.2 - 4.5 - 5.2| \wedge |6.1 - 7.1| \wedge |8.2 - 9.2 - 10.6|, \quad (\text{рис.4.4,б}) [15];$$

$$X3 = |1.1| \wedge |2.1 - 3.4 - 4.5 - 5.1| \wedge |6.1 - 7.1| \wedge |8.4 - 9.3 - 10.6|, \quad (\text{рис.4.4,в}) [14];$$

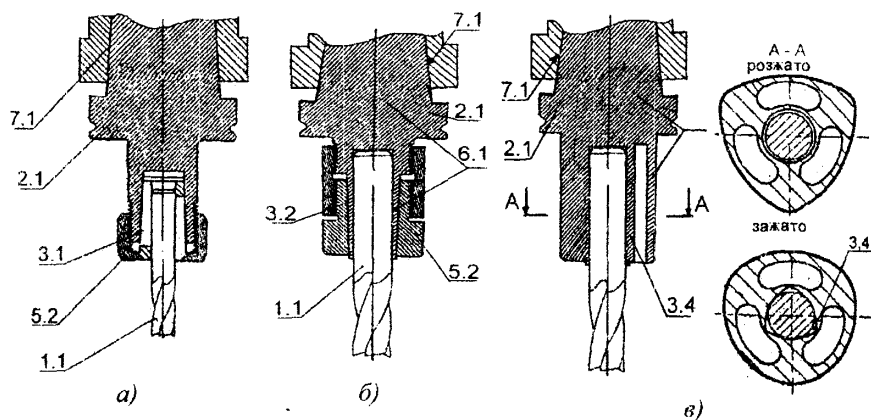


Рис. 4.4. Примеры синтезированных инструментальных зажимных патронов с механическим приводом: а) традиционный цанговый; б) с упругой конусной втулкой по патенту WO №00/47411; в) с силовой запрессовкой фирмы Schunk GmbH

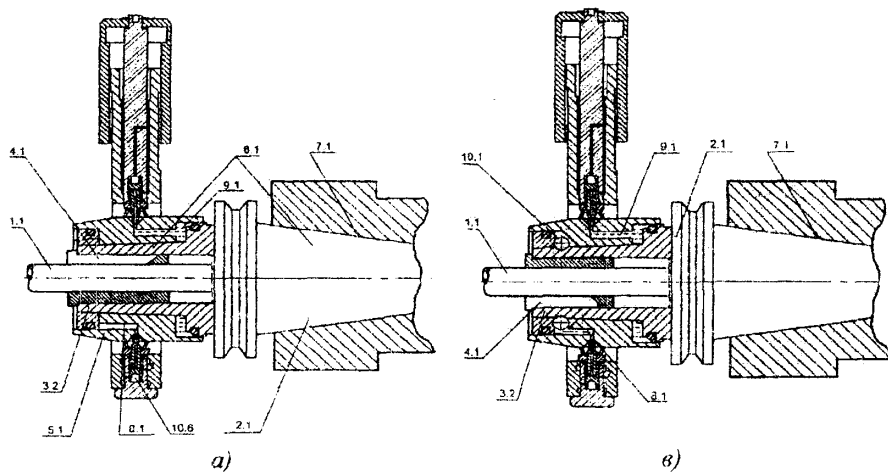


Рис. 4.5. Примеры синтезированных инструментальных зажимных патронов с гидравлическим приводом зажима: а) без компенсации центробежных сил по патенту US №6473954; б) с компенсацией центробежных сил по патенту UA №73045

$$X3 = |1.1| \wedge |2.1-3.4-4.5-5.1| \wedge |6.1-7.1| \wedge |8.4-9.3-10.6|, \quad (\text{рис.4.4,в}) [14];$$

$$X4 = |1.1| \wedge |2.1-3.2-4.1-5.1| \wedge |6.1-7.1| \wedge |8.1-9.1-10.6|, \quad (\text{рис.4.5,а});$$

$$X5 = |1.1| \wedge |2.1-3.2-4.1-5.1| \wedge |6.1-7.1| \wedge |8.1-9.1-10.1|, \quad (\text{рис.4.5,б}).$$

Используя морфологическую модель (табл.4.1) и матрицы (4.23, 3.24), можно синтезировать различные схемы высокоскоростных ИЗП [3].

### 4.3. Синтез 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 [13]. 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.4.2) позволяет синтезировать множество функциональных схем  $M_{cx}$  клиновых патронов, образованных от множеств структур  $M_{cm}$  и связей  $M_{cv}$ . На основе табл.4.2 множества  $M_{cm}$  и  $M_{cv}$  можно представить в виде матриц структур  $Сm$  и связей  $Св$ , обозначив элементы матриц через соответствующую нумерацию альтернатив:

$$Cm = \begin{vmatrix} 1.1 & 1.2 & 1.3 & 1.4 \\ 2.1 & 2.2 & 2.3 & 2.4 \\ 3.1 & 3.2 & 3.3 & 3.4 \\ 4.1 & 4.2 & 4.3 & 4.4 \\ 5.1 & 5.2 & 5.3 & 5.4 \\ 6.1 & 6.2 & 6.3 & 6.4 \end{vmatrix}; \quad Cв = \begin{vmatrix} 7.1 & 7.2 & 7.3 & - \\ 8.1 & 8.2 & 8.3 & 8.4 \\ 9.1 & 9.2 & 9.3 & 9.4 \\ 10.1 & 10.2 & 10.3 & - \\ 11.1 & 11.2 & 11.3 & - \\ 12.1 & 12.2 & 12.3 & - \end{vmatrix}. \quad (4.25)$$

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 (4.25) можно определить рациональные схемы (рис.4.6). Схема на рис.4.6,а – комбинация элементов матриц структур  $Сm$  и связей  $Св$  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 (рис.3.55). Выполнение резьбовой связи между цилиндрической и конусной втулками вместо 3.1 и 5.1 в виде 3.2 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.4.6,б). Коэффициент усиления патрона повышается, если клинья вместо односторонних 6.1 выполнить двухсторонними 6.2 (рис.4.6,в). Наиболее высокий коэффициент усиления и возможность расширения охвата диаметров зажимаемых деталей обеспечивает схема (рис.4.6,г) благодаря увеличению осевого хода резьбовой втулки (замена 1.1 и 2.1 на 1.2 и 2.2). Схема (рис.4.6,д) позволяет повысить коэффициент усиления патрона благодаря минимизации трения между корпусом патрона и торцевой поверхностью клина при радиальном перемещении.



Таблица 4.2. Морфологическая таблица клиновых сверлильных патронов

<b>Структура</b>				
Элементы	1	2	3	4
1. Корпус	1.1. С внутренней резьбой	1.2. С наружной резьбой	1.3. С упорной резьбой	1.3. Без резьбы
2. Винт или втулка	2.1. Винт с наружной резьбой	2.2. Втулка с внутренней резьбой	2.3. Без резьбы	2.3. Без винта или втулки
3. Сепаратор	3.1. С каналами вдоль оси	3.2. С наклонными каналами	3.3. С радиальными каналами	3.3. Без сепаратора
4. Конусная втулка	4.1. С внутренней резьбой	4.2. С наружной резьбой	4.3. Без резьбы	4.3. Без конусной втулки
5. Цилиндрическая втулка	5.1. С наружной резьбой	5.2. С внутренней резьбой	5.3. Без резьбы	5.3. Без цилиндрической втулки
6. Клин	6.1. Односторонний	6.2. Двухсторонний	6.3. Двухсторонний комбинированный	6.3. Прямоугольный
<b>Связи между элементами</b>				
7. Корпус-винт	7.1. Цилиндрическая резьба	7.2. Конусная резьба	7.3. Нет связи	-
8. Корпус-конусная втулка	8.1. Радиальное трение скольжения, осевое трение качения	8.2. Осевое трение качения	8.3. Радиальное трение скольжения	8.3. Нет связи
9. Корпус-цилиндрическая втулка	9.1. Радиальное трение скольжения, осевое трение качения	9.2. Осевое трение качения	9.3. Радиальное трение скольжения	9.3. Нет связи
10. Корпус-клин	10.1. Конусная резьба	10.2. Упорная резьба	10.3. Нет связи	-
11. Винт-клин	11.1. Трение качения	11.2. Трение скольжения	11.3. Нет связи	-
12. Клин-конусная втулка	12.1. Трение качения	12.2. Трение скольжения	12.3. Нет связи	-

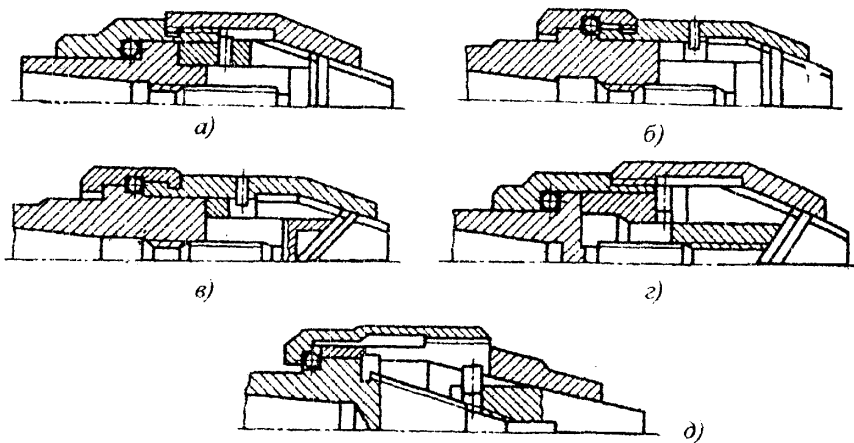


Рис. 4.6. Схемы клиновых сверлильных патронов, синтезированных по табл. 9.3. с комбинацией элементов структуры  $St$  и связей  $Sв$ : а) (1.1–2.1–3.1–4.1–5.1–6.1)+(7.1–8.1–9.4–10.3–11.2–12.2); б) (1.1–2.1–3.1–4.2–5.2–6.1)+(7.1–8.3–9.2–10.3–11.2–12.2); в) (1.1–2.1–3.1–4.2–5.2–6.2)+(7.1–8.3–9.2–10.3–11.2–12.2); 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)

На основе дифференциально-морфологического метода синтеза функциональных схем разработаны новые конструкции клиновых сверлильных патронов без ключа [13]. Основной предпосылкой для создания патронов с использованием двухстороннего клина является обеспечение малых потерь на работу сил трения.

Высокоточный клиновой сверлильный патрон без ключа (рис.4.7,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 которых размещены зажимные клинья 10. В последних выполнены наклонные каналы под углом  $\beta$ , равным углу наклона пазов в головной части винта 8. Для облегчения смены инструмента на корпусе 1 может быть установлена посредством винта 2 разрезная втулка 4.

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 перемещает 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.4.7,а) устанавливается в шпиндель станка посредством отверстия с конусом Морзе, а патрон (рис.4.7,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.4.7,в) вследствие увеличения осевого хода резьбовой втулки 8, которая неподвижно связана с втулкой 5, поджатой к корпусу 1 через шарики 4, посредством резьбы 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.

Широкодиапазонный клиновой сверлильный патрон (рис.4.7,г) является вариантом исполнения патрона (рис.4.7,а) и предназначен для оснащения станков с ЧПУ и многоцелевых станков. Корпус 1 выполнен в виде инструментальной оправки с конусностью 7:23. 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.4.7 разработаны четыре размерных ряда клиновых сверлильных патронов без ключа, основные параметры которых приведены в таблицах 4.3, 4.4.

В табл.4.3, 4.4 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;  $M_з$  – крутящий момент ручного зажима

инструмента на входе;  $P_{окр}$  – окружная (периферийная) сила зажима создающая момент  $M_z = TD/2$ .

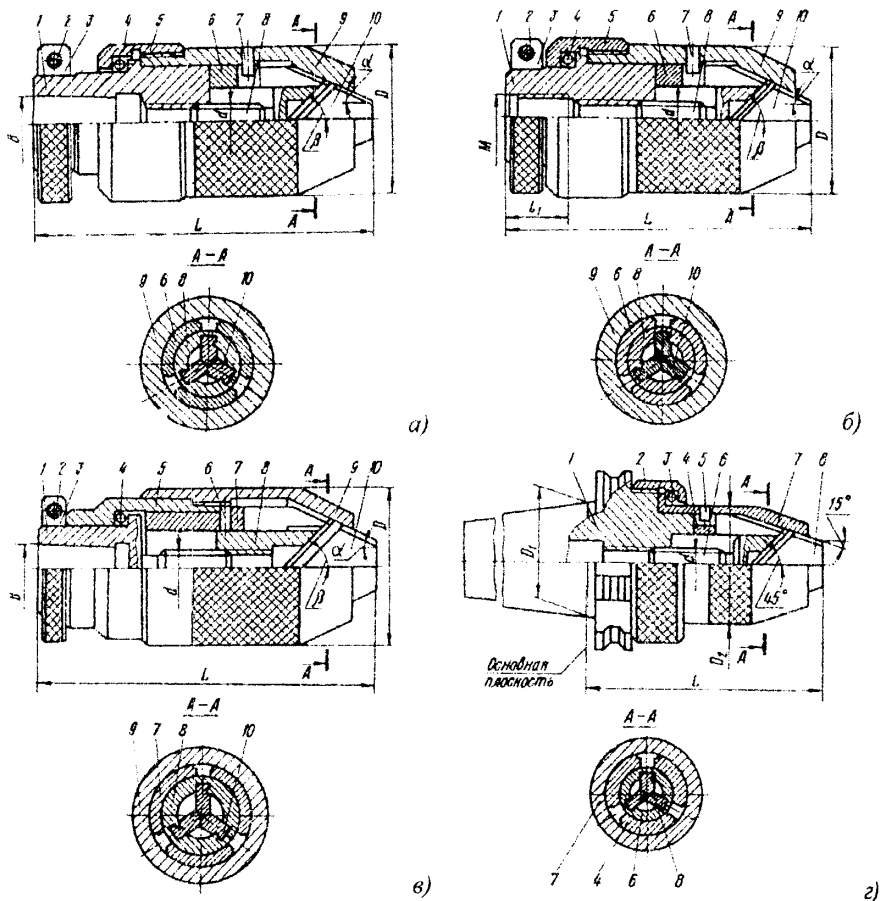


Рис. 4.7. Конструкции высокоточных клиновых сверлильных патронов без ключа с присоединением в виде конуса Морзе (а, в), с присоединительной резьбой (б) и коническим хвостовиком 7:24 (з)

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  $M_z$  определялась за зависимость:

$$M_z = M_{кр} D / d_{max} k_{н\mu}, \quad (4.26)$$

где  $d_{max}$  – максимальный диаметр хвостовика зажимаемого инструмента;  $\mu$  – коэффициент сцепления между хвостовиком инструмента и кулачками.

Таблица 4.3. Основные параметры и силовые характеристики широко-диапазонных клиновых сверлильных патронов без ключа для станков с ЧПУ и многоцелевых станков (рис. 4.7,з)

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	$M_b$ , Н·м	$P_{оср}$ , Н
			Хвостовик, форма											
			A	B	C	D								
40	0,5-10	44,45	97	90	-	-	39	17	4,6	78	11	4	200	
	1-13	44,45	-	-	-	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	57,15	-	-	-	124					22,5	5	210	
50	3-16	69,85	114	110	144	133	55	22,6	4,6	104	22,5	5	180	



Рис. 4.8. Сверлильные патроны, разработанные ООО «ЗМОК»

ООО «ЗМОК» разработала гамму клиновых сверлильных патронов с различным присоединением к шпинделю станка и сверлильной машины (различные дрели) (рис. 4.8).

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

о оригинальными сочетаниями передаточно-усилительных звеньев, переменной структурой, меньшими габаритами и высокими коэффициентами усиления цепей патронов.

Таблица 4.4. Основные параметры и силовые характеристики высокопрочных клиновых сверлильных патронов без ключа

Типо-размер	Диапазон зажима, мм	Конус Морзе (резьба М6х1,1)	$D_1$ , мм	$L$ , мм	$d$ , мм	$\alpha$ , град	$\beta$ , град	$k_{y\kappa 1}$	$k_{y\kappa 2}$	$k_n$	$M_{кр}$ , Н·м	$M_s$ , Н·м	$P_{иср}$ , Н
-------------	---------------------	-----------------------------	------------	----------	----------	-----------------	----------------	-----------------	-----------------	-------	----------------	-------------	---------------

С присоединением в виде конуса Морзе (рис.9.77,а)

4	0,2 – 4	В10	24	52	M6x1LH	26	45	19,2	2,8	53,8	2,5	2	160
			31	70	M8x1,25LH								
6	0,5 – 6	В12	31	72	M8x1,25LH	18	45	18,8	3,5	65	4	2,5	170
			42	97	Tr10x2LH								
13	1 – 13	В16	48	110	Tr10x2LH	24	45	23,4	3	70,2	16,5	6	250
16	3 – 16	В16	54	114	Tr12x2LH	28	45	22,5	2,6	59,5	22,5	8,5	300

С присоединением в виде конуса Морзе (рис.9.77,б)

4	0,2 – 4	В10	28	52	M6x1LH	22	45	23,4	2,5	58,5	2,5	2	140
			35	72	M8x1,25LH								
12	1 – 12	В16	46	97	Tr10x2LH	23	45	22,7	2,4	54,4	15	6,5	290
			52	110	Tr10x2LH								

С присоединительной резьбой (рис.9.77,б)

6	0,5 – 6	M6x10	31	70	M8x1,25LH	18	45	18,8	3,5	65	4	2,5	170
			42	89	Tr10x2LH								
13	2,5 – 13	M12x14	48	102	Tr10x2LH	24	45	23,4	3	70,2	16,5	6	250
			54	108	Tr12x2LH								

#### 4.4. Синтез эксцентрикковых 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.

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 инструментальном зажимном патроне 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 нерациональны, 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 регулировочным 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.4.5).

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 4.5. Морфологическая таблица кинематических цепей сверлильно-фрезерных патронов

1. Наличие ключа	2. Количество входов	3. Количество цепей	3. Вид соединения	5. Место суммирования движений
1.1 Есть	2.1 Один	3.1 Одна	3.1 Параллельное	5.1 На входе
1.2 Нет	2.2 Два	3.2 Две	3.2 Последовательное	5.2 На выходе
	2.3 Более двух	3.3 Более двух	3.3 Параллельно-последовательное	5.3 На входе и выходе
				5.4 Отсутствует

Составленная морфологическая таблица (табл.4.5) позволяет синтезировать определенное множество схем структур сверлильных патронов, которое можно представить в виде матриц структур  $C_{стр}$ , обозначив элементы морфологической матрицы через соответствующую нумерацию альтернатив:

$$C_{стр} = \begin{vmatrix} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ & 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ & & & & 5.4 \end{vmatrix}. \quad (4.27)$$

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.4.6). Звенья, воспринимающие усилие от нескольких входных движений, т.е. «суммирующие» звенья на схемах обозначаются ⊗. Следует заметить, что входные движения М1 и М2 прикладываются не одновременно, а последовательно.

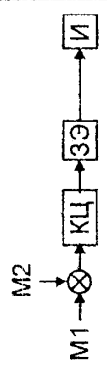
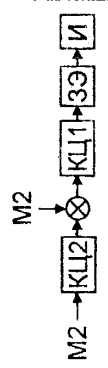
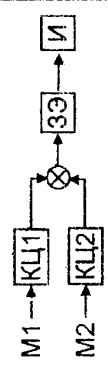
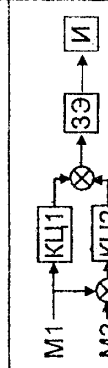
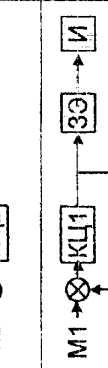
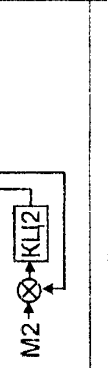
Построением структур и схем ИЗП не заканчивается их анализ, т.к. каждая кинематическая цепь (КЦ) состоит из конкретных пар звеньев и связей между ними. Как сами звенья (имеются ввиду их геометрические размеры, форма и т.д.), так и характер связей между ними оказывают значительное влияние на выходные характеристики патрона.



Таблица 4.6. 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	(1.1\1.2) – 2.1 – 3.1 – 4.1 – 5.4	
2.	один	2	последовательный	отсутствует	(1.1\1.2) – 2.2 – 3.2 – 4.1 – 5.4	
3.	один	2	параллельный	на выходе	(1.1\1.2) – 2.1 – 3.2 – 4.2 – 5.2	
4.	один	2	параллельно-последовательный	на входе	(1.1\1.2) – 2.1 – 3.2 – 4.3 – 5.1	
5.	один	2	параллельно-последовательный	на выходе	(1.1\1.2) – 2.1 – 3.2 – 4.3 – 5.2	
6.	один	2	параллельно-последовательный	на выходе и входе	(1.1\1.2) – 2.1 – 3.2 – 4.3 – 5.3	

Продолжение табл. 4.6

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	

Для расчета коэффициента усиления патрона  $k_{yc}$  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  $k_{yc}$ . 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

$$C_n(m) = \frac{(m+n-1)!}{n!(m-1)!} \quad (4.28)$$

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:

$$C_{КИ} = C_1(5) + C_2(5) + C_3(5) + C_4(5) + C_5(5) = 5 + 15 + 35 + 70 + 126 = 251$$

Но так, как в основном звеньев в кинематической цепи от одного до трех и это обусловлено в частности габаритами сверлильно-фрезерных патронов, то

$$C_{КИ} = C_1(5) + C_2(5) + C_3(5) = 5 + 15 + 35 = 55.$$

Общее число структурно-функциональных схем может быть равно:

$$C_{СФ} = C_{мп} \times C_{КИ1} \times C_{КИ2} \times \dots \times C_{КИn}, \quad (4.29)$$

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 [4]:

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.4.7) конструктивных схем эксцентриковых ИЗП в виде морфологической матрицы в свернутом и развернутом виде будет иметь вид:

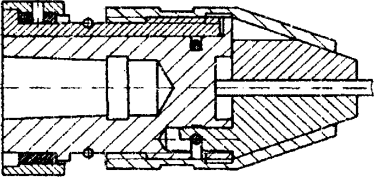
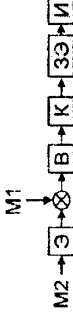
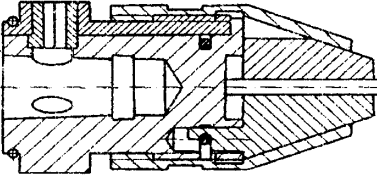
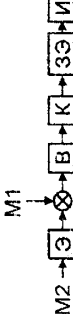
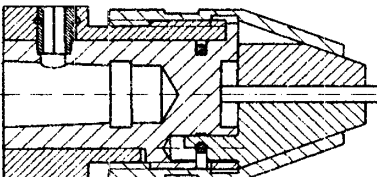
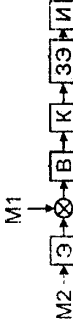
$$M_{ЭИЗП} = M_{Вх} \wedge M_{Ст} \wedge M_{Вых}, \quad (4.30)$$

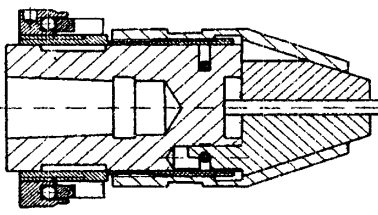
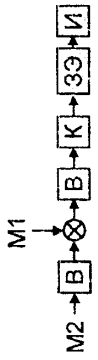
$$M_{ЭИЗП} = \begin{array}{c} \left| \begin{array}{cccc} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ 1.3 & 2.3 & 3.3 & 4.3 \\ & & 3.4 & \\ & & 3.5 & \end{array} \right| \wedge \left| \begin{array}{cccc} 5.1 & 6.1 & 7.1 & 8.1 \\ 5.2 & 6.2 & 7.2 & 8.2 \\ 5.3 & 6.3 & 7.3 & \\ 5.4 & & 7.4 & \\ 5.5 & & & \\ 5.6 & & & \end{array} \right| \wedge \left| \begin{array}{cc} 9.1 & 10.1 \\ 9.2 & 10.2 \\ 9.3 & 10.3 \\ 9.4 & \\ 9.5 & \end{array} \right| \end{array} \quad (4.31)$$

Таблица 4.7. Морфологическая таблица конструктивных схем эксцентриковых зажимных металлических зажимных патронов

Вход - привод зажима			Патрон (структура)			Выход - объект зацепления			
Вид источника энергии или тип привода	Количество входов	Вид передаточно-усилительного звена		Присоединительная часть корпуса	Эксцентриковый зажимной элемент				
		входа 1	входа 2		Расположение оси	Вид наружной поверхности	Количество		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.1. Ручной привод с ключом	2.1. Один	3.1. Конус	3.1. Клин	5.1. Конус	6.1. Параллельно оси патрона	7.1. Конус	8.1. Нечетное	9.1. Фреза	10.1. Осевая
	2.2. Два	3.2. Клин	3.2. Экцентрик	Морзе укороченный	дельно оси патрона	7.2. Цилиндр	8.2. Четное	концевая	10.2. Радиальная
1.2. Ручной привод без ключа	2.3. Несколько	3.3. Конус и резба	3.3. Резба	5.2. Конус Морзе наружный	6.2. Перпендикулярно оси патрона	7.3. Спираль		9.2. Сверло	
1.3. Комбинированный привод		3.3. Спираль Архимеда		5.3. Конус Морзе наружный	6.3. Наклонно к оси патрона	7.3. Комбинированная		9.3. Метчик	
		3.5. Комбинация		5.3. Резба метрическая		7.3. Комбинированная		9.3. Зенкер	10.3. Комбинированная
				5.3. Резба двоймовая		7.3. Комбинированная		9.6. Любой	
				5.5. Конус 7:24				с цилиндрическим	
				5.6. Прочее				хвостовиком	

Таблица 4.8. Синтезированные конструктивные схемы эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов

№ п/п	Тип эксцентрикового сверлильно-фрезерного патрона	Конструктивная схема патрона и его формула структуры	№ структуры (табл. 4.13)	Структурно-функциональная схема
1.	Без ключа	 <p data-bbox="384 540 713 640">(1.2 – 2.2 – 3.1 – 4.1) ∧                      ∧(5.1 – 6.1 – 7.1 – 8.1) ∧(9.6 – 10.3)</p>	8	
2.	С ключом и несколькими входами от эксцентриков	 <p data-bbox="384 887 713 987">(1.3 – 2.3 – 3.1 – 4.2) ∧                      ∧(5.1 – 6.1 – 7.1 – 8.1) ∧(9.6 – 10.3)</p>	8	
3.	С ключом, рубашкой и двумя эксцентриками на входе	 <p data-bbox="384 1264 713 1364">(1.3 – 2.2 – 3.1 – 4.2) ∧                      ∧(5.1 – 6.1 – 7.1 – 8.1) ∧(9.6 – 10.3)</p>	8	

4.	<p>Без ключа и дополнительной резьбой с шариками</p>	 <p>(1.2 – 2.2 – 3.1 – 4.3) ^          ^ (5.1 – 6.1 – 7.1 – 8.1) ^ (9.6 – 10.3)</p>	8	
----	--	--	---	---

Для уменьшения количества вариантов решения задачи синтеза инструментальных эксцентриковых зажимных патронов 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:

$$M'_{ЭИЗП} = \begin{vmatrix} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ & 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ & 2.3 & 3.3 & 4.3 \\ & & 3.4 & \\ & & & 3.5 \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 5.1 & 6.1 & 7.1 & 8.1 \\ 5.2 & & 7.2 & \\ 5.3 & & 7.3 & \\ & & & 7.4 \end{vmatrix} \wedge [9.6 \ 10.3]. \quad (4.32)$$

Созданные конструктивные схемы эксцентриковых ИЗП путем сочетания альтернатив усеченной матрицы с двумя входами ручного зажима приведены в табл. 4.8.

Эксцентриковые сверлильные и фрезерные патроны, созданные на кафедре «Конструирования станков и машин» НГУУ «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. 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.4.9 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.4.9) 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.





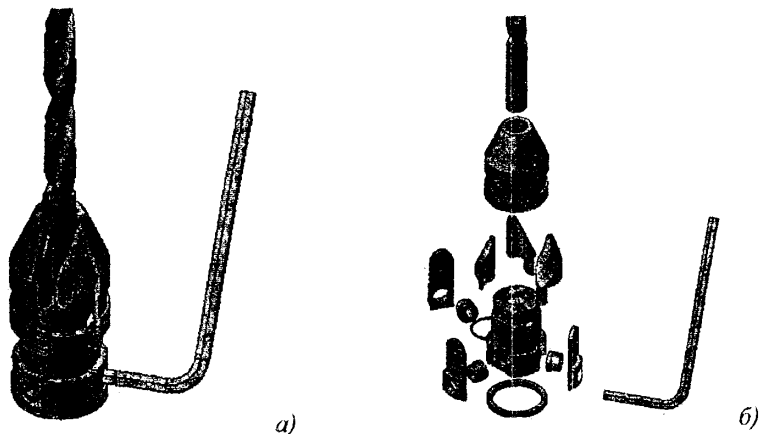


Рис. 4.10. Общий вид патрона типа ЭСПК-10 в сборе (а) и разобранном виде (б)

Таким образом эксцентриковые сверлильно-фрезерные патроны предложенных конструкций, работая в 2 этапа, содержит по меньшей мере в соответствии с этапами работы две кинематические цепи: первая – для выборки зазора и предварительного натяга от вращения конусной втулки 3 с моментом  $M_{p1}$  (окружной силой  $P_{p1}$ ), преобразующей вращение относительно неподвижных резьбовых вставок 2 с окружной силой  $P_{o1}$  в осевое перемещение конусной втулки 3, воздействующей по конической поверхности на эксцентриковые зажимные кулачки 4, которые, поворачиваясь относительно цилиндрических ползунов (рис.4.12, 4.13), создают предварительную радиальную силу зажима  $T_1$ ; вторая -- для натяга системы поворотом с помощью ключа, создающего крутящий момент  $M_{p2}$  от окружной силы  $P_{p2}$  на плече  $l_k$ , которая за счет эксцентрика 6 с диаметром  $d_{ex}$  эксцентриситетом  $e$  от окружной силы  $P_{o2}$  развивает осевую силу  $S_2$ , передаваемую через резьбовые вставки 2 конусной втулке 3, обеспечивает окончательный зажим инструмента с дополнительной радиальной силой  $T_2$ .

#### 4.5. Синтез цапговых ИЭП

Трудно создать эффективный зажимный механизм, который в значительной мере удовлетворяет требованиям как обеспечения высокой точности, так и необходимости получения больших усилий закрепления на высоких частотах вращения шпинделя. Поэтому проектирование эффективных

зажимных механизмов должно базироваться на достаточно глубоком анализе и расчете параметров процесса резания при взаимодействии их основных элементов [1, 2].

Одним из сдерживающих факторов повышения частоты вращения хвостового цилиндрического резательного инструмента при использовании высокоскоростных шпиндельных узлов (моторных шпинделей) есть центробежные силы неуравновешенных элементов зажимных патронов и инструментальных оправок, а также радиальные битье их осей относительно оси шпинделя.

Поэтому актуальным вопросом является создание прецизионных ИЗП зажимных патронов и оправок, которые обеспечивают высокую силу зажима для компенсации центробежных сил.

Для поиска новых схем и конструкций высокоскоростных и прецизионных ИЗП использован метод морфологического анализа [6], где для построения морфологических моделей (таблиц и матриц) выбраны основные (морфологические) признаки.

За основные признаки будут: 1) хвостовик конического инструмента; 2) структура патрона (корпус, основной и промежуточный зажимный элемент, передаточно-усилительное звено); 3) связи корпуса с основным зажимным элементом и шпинделем; 4) способы зажима-разжима и компенсации центробежных сил.

Для каждого признака предложим разные альтернативы реализации и построим морфологическую таблицу (табл. 4.9), которую можно дополнять новыми признаками и альтернативами.

Морфологическую таблицу можно записать в виде морфологической матрицы инструментальных прецизионных зажимных патронов

$$M_{ИЗП} = M_I \wedge M_{СТ} \wedge M_{ЗВ} \wedge M_{СП}, \quad (4.33)$$

где  $M_I$ ,  $M_{СТ}$ ,  $M_{ЗВ}$ ,  $M_{СП}$  – морфологические матрицы соответственно инструмента, структуры патрона, связей и способов.

В развернутом виде морфологическая матрица (4.33) будет

$$M_{ИЗП} = \begin{matrix} \begin{matrix} |1.1| \\ |1.2| \\ |1.3| \\ |1.4| \\ |1.5| \end{matrix} \wedge \begin{matrix} |2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1| \\ |2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2| \\ |2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3| \\ | & 3.4 & 4.4 & 5.4| \\ | & 3.5 & 4.5 & | \\ | & 3.6 & | & | \\ | & 3.7 & | & | \\ | & 3.8 & | & | \end{matrix} \wedge \begin{matrix} |6.1 & 7.1| \\ |6.2 & 7.2| \\ |6.3 & 7.3| \\ |6.4 & 7.4| \\ | & 7.5| \\ | & 7.6| \\ | & 7.7| \\ | & 8.8| \end{matrix} \wedge \begin{matrix} |8.1 & 9.1 & 10.1| \\ |8.2 & 9.2 & 10.2| \\ |8.3 & 9.3 & 10.3| \\ |8.4 & 9.4 & 10.4| \\ |8.5 & 9.5 & 10.5| \\ |8.6 & 9.6 & 10.6| \\ |8.7 & 9.7 & | \\ |8.8 & | & | \end{matrix} \end{matrix} \quad (4.34)$$

Общее количество возможных и не возможных вариантов конструктивных схем ИЗП составляет астрономическое число  $N = 5 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 7 \cdot 8 \cdot 7 \cdot 6 = 22\,579\,200$ , что для полного перебора вариантов имеет нуждается много во времени. Поэтому для поиска новых решений ограничимся количеством альтернатив, ориентируясь на конкретный станок, например, фрезерный из ЧПК, в котором используются стандартные конечные фрезы с цилиндрическим сплошным хвостовиком (альтернатива 1.1). Для основного зажимного элемента оставим альтернативы 3.1 - 3.4, 3.8, для связей корпуса с шпинделем - альтернатива 7.1, для способов зажима-разжима - альтернативы 8.1-8.4, 8.8, 9.1-9.3, 9.7.

При таких условиях морфологическая матрица (4.34) примет следующий вид:

$$M'_{изп} = |1.1| \wedge \begin{array}{c} \left| \begin{array}{cccc} 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ & 3.4 & 4.4 & 5.4 \\ & 3.8 & 4.5 & \end{array} \right| \wedge \begin{array}{c} \left| \begin{array}{cc} 6.1 & 7.1 \\ 6.2 & \\ 6.3 & \\ 6.4 & \end{array} \right| \wedge \begin{array}{c} \left| \begin{array}{ccc} 8.1 & 9.1 & 10.1 \\ 8.2 & 9.2 & 10.2 \\ 8.3 & 9.3 & 10.3 \\ 8.4 & 9.7 & 10.4 \\ 8.8 & & 10.5 \\ & & 10.6 \end{array} \right| \end{array} \quad (4.35)$$

а число вариантов существенно уменьшится и станет

$$N' = 1 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 6 = 144\,000.$$

Как примеры синтеза новых решений рассмотрим следующие сочетания альтернатив из морфологической матрицы (4.35) и запишем в виде морфологических формул

$$X1 \rightarrow |1.1| \wedge |2.1-3.1-4.5-5.2| \wedge |6.3-7.1| \wedge |8.2-9.2-10.6| \quad (\text{рис. 4.11}).$$

$$X2 \rightarrow |1.1| \wedge |2.1-\underline{3.8}-4.1-\underline{5.3}| \wedge |6.2-7.1| \wedge |\underline{8.8}-\underline{9.7}-10.6| \quad (\text{рис. 4.12, а}).$$

$$X3 \rightarrow |1.1| \wedge |2.1-\underline{3.8}-4.1-\underline{5.3}| \wedge |6.2-7.1| \wedge |\underline{8.8}-\underline{9.7}-10.1| \quad (\text{рис. 4.12, б}).$$

$$X4 \rightarrow |1.1| \wedge |2.1-\underline{3.2}-4.5-\underline{5.3}| \wedge |6.3-7.1| \wedge |\underline{8.8}-\underline{9.7}-10.6| \quad (\text{рис. 4.12, в}).$$

$$X5 \rightarrow |1.1| \wedge |2.1-\underline{3.2}-4.5-\underline{5.3}| \wedge |6.3-7.1| \wedge |\underline{8.8}-\underline{9.7}-10.1| \quad (\text{рис. 4.12, г}).$$

В вариантах X2, X3, X4, X5 подчеркнуты те альтернативы признаков, которые отличаются от варианта X1.



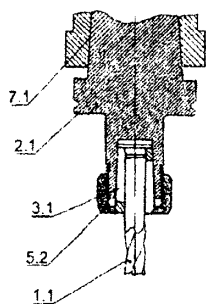


Рис. 4.11. Традиционный ИЗП

На рис. 4.11 представлена традиционная конструкция ИЗП и показаны все его характерные признаки в соответствии с определенными у табл. 4.9. Также на рис. 4.12 приведены варианты новых ИЗП синтезированных за теми же правилами.

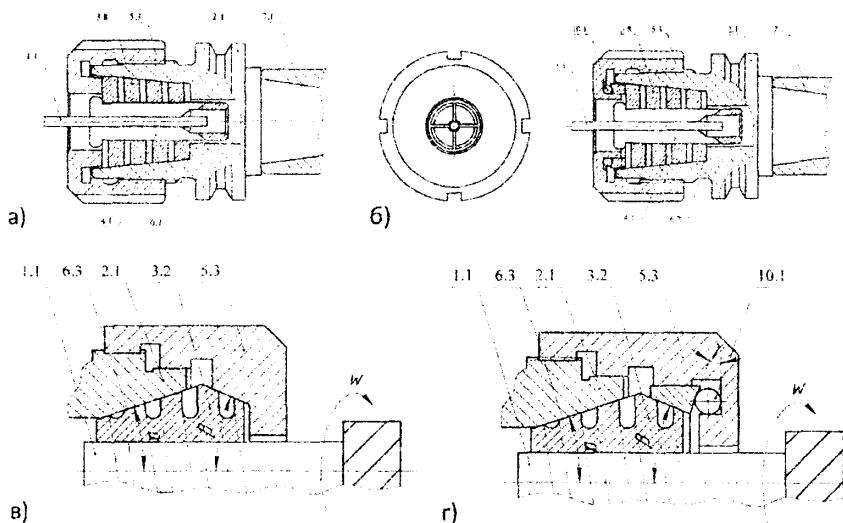
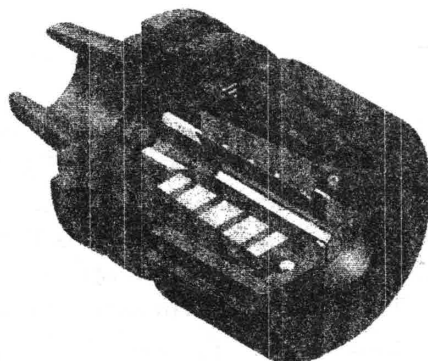
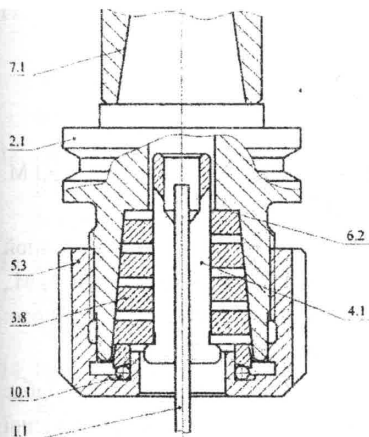


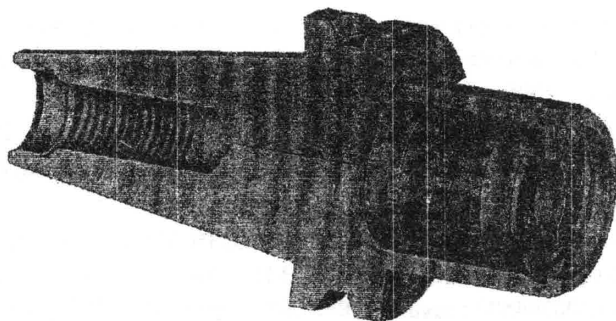
Рис. 4.12. Примеры синтезированных ИЗП: а) синтезирован ИЗП без компенсации центробежных сил [7]; б) патент Украины № 26781 с компенсацией центробежных сил [7]; в) синтезирован ИЗП без компенсации центробежных сил; г) патент Украины № 34302 с компенсацией центробежных сил [9]

Для последующих теоретических и экспериментальных исследований избран ИЗП по патенту Украины № 26781 (рис. 4.13).



$X1 \rightarrow |1.1| \wedge |2.1-3.8-4.1-5.3| \wedge |6.2-7.1| \wedge |8.8-9.7-10.1|$

Рис. 4.13. ИЗП с компенсацией центробежных сил (патент Украины № 26781)



$X1 \rightarrow |1.1| \wedge |2.1-3.3-4.3-5.4| \wedge |6.2-7.1| \wedge |8.7-9.7-10.6|$

Рис. 4.14. ИЗП с переменными упругими зажимными элементами (патент Украины № 42235)

Если ввести новые признаки в табл. 4.9 и матрицу (4.34), например, количество зажимных элементов (1, 2, 3), возможность изменения зажимных элементов, то в соединении получим новый патрон [11] (рис. 4.14), который

отличается от Tribos (фирмы Schunk). Кроме того возможны и другие варианты ИЗП [8, 10, 12].

### Литература к главе 4

1. Агрегатно-модульне технологичне обладнання. Ч.2 / [Під ред. Ю.М. Кузнецова] – Кіровоград: Імекс ЛТД, 2004. – 286 с.
2. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием / [Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Недельчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В.]; Монография / под ред. Ю.Н. Кузнецова. – Габрово: «Университетское издательство «Васил Априлов», 2010.–727с.
3. Кузнецов Ю.М., Гуменюк О.А., Рудковський А.М., Хасан Аль Дабас Принципи створення інструментальних патронів для високошвидкісної обробки// Збірник праць КНТУ. – 2006. – вип. 17 – с. 134 – 141.
4. Кузнецов Ю.Н., Недельчева П.М., Хасан Аль-Дабас. Системно-морфологический подход при синтезе широкодиапазонных эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов// Известия ТУ-Габрово. – 2006. – том 33.
5. Кузнецов Ю.Н. Принципы создания технологической оснастки для высокоскоростной и прецизионной обработки на металлорежущих станках// Journal of the Technical University at Plovdiv «Fundamental Sciences and Applications». – 2006. – Vol.13(6) – p. 33 – 50.
6. Одрин В.М. Морфологический анализ систем. Построение морфологических матриц. / В.М. Одрин, С.С. Картавов - К.: Наукова думка, 1977. – 183 с.
7. Пат. 26781 Україна В23В 31/20 (2006.01), В23В 31/02 (2006.01) Затискний патрон / Кузнецов Ю.М., Волошин В.Н., Грисюк О.В.; власник НТУУ «КПІ». - № u200704590 ; заявл. 25.04.2007; опубл. 10.10.2007, Бюл. № 16.
8. Пат. 30467 Україна МПК (2006) В23В 31/10 Затискний патрон / Кузнецов Ю.М., Кузнецов Д.О., Грисюк О.В., Фіранський В.Б.; власник НТУУ «КПІ». - №u200712676; заявл.15.11.2007; опубл.25.02.2008, Бюл. №4 .
9. Пат. 34302 Україна МПК (2006) В23В 31/20, В23В 31/02 Затискний патрон / Кузнецов Ю.М., Фіранський В.Б.; власник НТУУ «КПІ». - №u200801985; заявл.18.02.2008; опубл.11.08.2008, Бюл. №15.
10. Пат. 42235 Україна МПК (2006) В23В 31/20, В23В 31/02 Гідромеханічний затискний патрон / Кузнецов Ю.М., Хилько А.О., Фіранський В.Б.; власник НТУУ «КПІ». - №u200901014; заявл.09.02.2009; опубл.25.06.2009, Бюл. №12.



11. Пат. 43532 Україна МПК (2006) В23В 31/20, В23В 31/02 Інструментальний затискний патрон / Кузнецов Ю.М., Хіплько А.О., Фіранський В.Б., Журибеда С.П. ; власник НТУУ «КПІ». - №u200901517, заявл.23.02.2009; опубл.25.08.2009, Бюл. №16.
12. Пат. 88207 Україна МПК (2006) В23В 31/20 Цанговий патрон / Кузнецов Ю.М., Фіранський В.Б., Грисюк О.В. ; власник НТУУ «КПІ». - №u200714702; заявл.25.12.2007; опубл.25.09.2009, Бюл. №18.
13. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник// Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под ред. Ю.Н. Кузнецова. – К.: Техника; София: Техника, 1988. – 222 с.
14. Danz G. Automatische Spindel-Auswuchtsysteme rationalisieren die HSC-Bearbeitung// Maschinenmarkt. – 1998. – №48. – s. 26 – 32.
15. Best Balance 2000. Проспект фирмы Balance Systems s.p.a., Milano, 2001, 4 с.

# ГЛАВА 5. ИССЛЕДОВАНИЯ И БАЛАНСИРОВКА ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ ЗАЖИМНЫХ ПАТРОНОВ

## 5.1. Исследования силовых характеристик клиновых сверлильных и фрезерных патронов без ключа

Применение дифференциально-морфологического метода [8] позволило создать новые конструкции клиновых сверлильных и фрезерных патронов без ключа.

Механические преобразователи в рассмотренных схемах (см. рис. 4.6) 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  $\eta_n$  патрона, условие самоторможения, компактность и технологичность.

Коэффициент усиления патрона  $k_n = T_\Sigma / P_{окр}$ , где  $T_\Sigma$  – сумма сил трех клиньев, прижимающая инструмент;  $P_{окр}$  – условная периферийная (окружная), сила, действующая на плечо  $R_n = D/2$ , 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:

$$k_{yc1} = \frac{D}{(tg\psi + \rho')d_2 + 2R_m}, \quad (5.1)$$

где  $D$  – наружный диаметр патрона;  $R_m$  – радиус трения в упоре винта;  $\psi$ ,  $d_2$  и  $\rho'$  – соответственно угол подъема винтовой линии, средний диаметр и приведенный угол трения резьбы. Величины где  $D$ ,  $R_m$  и  $\rho'$  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, транцеидальные.

Коэффициент усиления клиновой передачи определяется зависимостью  $k_{yc2} = (a/b)\eta_2$ , где  $a$  – осевой ход винта;  $b$  – радиальный ход клина;  $\eta_2$  – КПД клиновой передачи.

Принцип виртуальных перемещений дает возможность сравнить по коэффициенту  $k_{yc2}$  односторонний (рис.5.1,а) и двухсторонний (рис.5.1,б)

клинья и установить преимущества патрона с двухсторонним клином. Уравнения виртуальных работ действующих сил имеют вид:

– для одностороннего клина:

$$\sum_{i=1}^n \delta A_i = S_{\Sigma} \delta a - \mu S_{\Sigma} \delta_r - \mu N \delta_n - T_{\Sigma} \delta_r = 0 \quad (5.2)$$

– для для двухстороннего перемещения точек приложения действующих сил:

$$\sum_{i=1}^n \delta A_i = S_{\Sigma} \delta a - \mu F \delta_f - \mu N_1 \delta_{n1} - T_{\Sigma 1} \delta_r = 0 \quad (5.3)$$

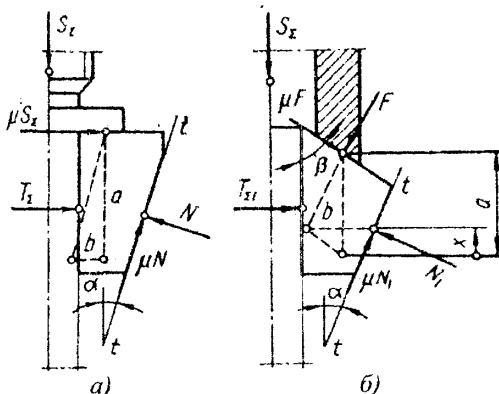


Рис. 5.1. Схемы силового взаимодействия винтовой пары с односторонним (а) и двухсторонним (б) клиньями

Виртуальная работа сил трения  $\mu S_{\Sigma}$  и  $\mu N$  является постоянной величиной, а виртуальная работа сил трения  $\mu F$  и  $\mu N_1$  – функцией  $x$ , т. е.  $\delta A_x(x) = \mu F \delta_f + \mu N_1 \delta_{n1}$ . 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  $\delta A_x(x)$ . 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  $k_{\nu 2}$  повышается из-за меньших потерь работы от сил трения.

Существенное влияние на коэффициент усиления  $k_{\nu 2}$  и КПД  $\eta_2$  оказывает отношение осевого хода  $a$  винта к радиальному ходу  $b$  клина (рис.5.2). При заданных значениях  $a$  и  $b$   $k_{\nu 2}$  имеет максимальное значение при равенстве углов двухстороннего клина  $\alpha$  и  $\beta$  ( $\alpha = \beta$ ):

$$k_{\nu 2} = 2ctg(\alpha + \rho), \quad (5.4)$$

где  $\rho$  – угол трения между клином и опорной поверхностью. КПД – отношение полученного коэффициента усиления к идеальному, представляющему обратную величину передаточного отношения:

$$\eta_2 = \frac{ctg(\alpha + \rho)}{ctg\alpha} = ctg(\alpha + \rho) \cdot tg\alpha, \quad (5.5)$$

Из схемы перемещений (рис.5.3) винтовой пары и клиновой передачи выражения для  $k_{yc2}$  и  $\eta_2$  можно представить в виде:

$$k_{yc2} = a/(b + \Delta b); \quad \eta_2 = b/(b + \Delta b) \quad (5.6)$$

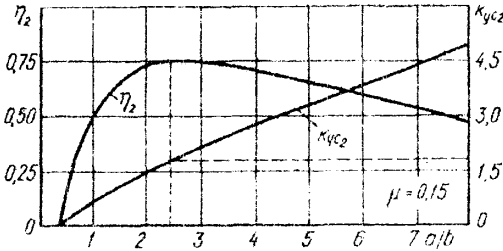


Рис. 5.2. Графики зависимости КПД и коэффициента усиления клиновой передачи от отношения  $a/b$

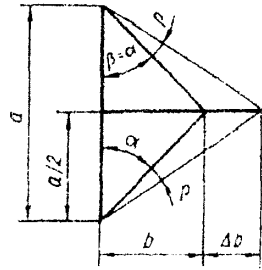


Рис. 5.3. Схема перемещения винтовой пары и клиновой передачи

После замены  $\Delta b$  через  $a$  и  $b$ , полагая  $z = a/b$  и  $tgr = \mu$ , получаем

$$k_{yc2} = (2z - 4\mu)/(2 + \mu z); \quad \eta_2 = (2z - 4\mu)/(2z + \mu z^2). \quad (5.7)$$

Функция  $k_{yc2} = k_{yc2}(z)$

является монотонно возрастающей, предел которой при  $z \rightarrow \infty$  равен  $2/\mu$ . После дифференцирования  $\eta_2$  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.5.2).

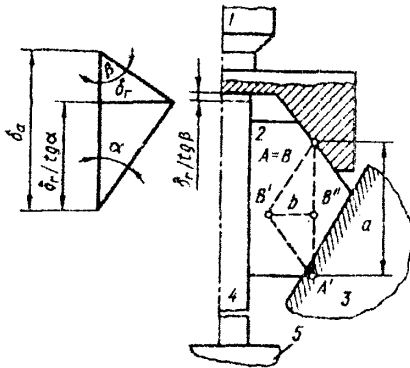
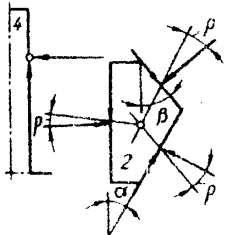
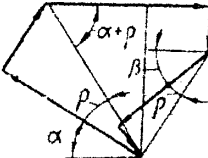
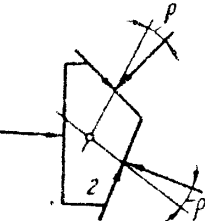

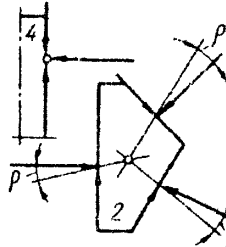
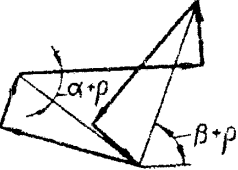


Рис. 5.4. Расчетная схема для определения упругого перемещения при взаимодействии винтовой пары и двухстороннего клина: 1 — винт; 2 — клин; 3 — направляющая; 4 — инструмент; 5 — упор

При взаимодействии винтовой пары и двухсторонней клиновой передачи возможны три случая (рис.5.4): 1) твердое касание между торцом хвостовика инструмента и головкой винта с

перемещением упора 5 на расстояние  $\delta_r/tg\alpha$ , где  $\delta_a$  и  $\delta_r/tg\alpha$  упругие перемещения в осевом направлении винта 1 и клина 2; 2) расстояние между торцом хвостовика инструмента и головкой винта больше, чем  $\delta_r/tg\beta$ , с перемещением упора 5 на расстояние  $\delta_r/tg\alpha$ ; 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  $\delta_r/tg\beta$ , имеется неподвижный упор.

Таблица 5.1. К расчету коэффициентов усиления  $k_{yc}$  клиновой передачи клиновых сверлильных патронов без ключа

Схема нагружения	Силовой многоугольник	Формула
		$\frac{ctg(\alpha + \rho) + ctg(\beta + \rho)}{1 - tg\rho \cdot ctg(\alpha + \rho)}$
		$ctg(\alpha + \rho) + ctg(\beta + \rho)$
		$\frac{ctg(\alpha + \rho) + ctg(\beta + \rho)}{1 + tg\rho \cdot (ctg(\alpha + \rho) + ctg(\beta + \rho))}$

Схемы нагружения и коэффициенты усиления для трех случаев приведены в табл.5.1.

Как в клиновых сверлильных, так и в клиновых фрезерных патронах без ключа основное преимущество – высокий коэффициент усиления при ручном зажиме инструмента, а использование клиновой передачи для создания радиальной силы зажима  $T_{\Sigma}$  инструмента обеспечивает широкодиапазонность по диаметру закрепления хвостовиков фрез, что исключает необходимость комплектования патрона набором цапг.

Пример такого патрона приведен на рис.5.5, а описание и принцип работы приведен в главе 3.

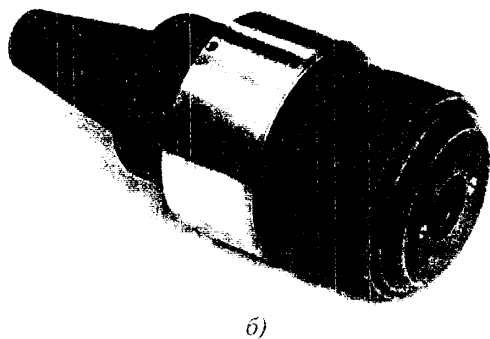
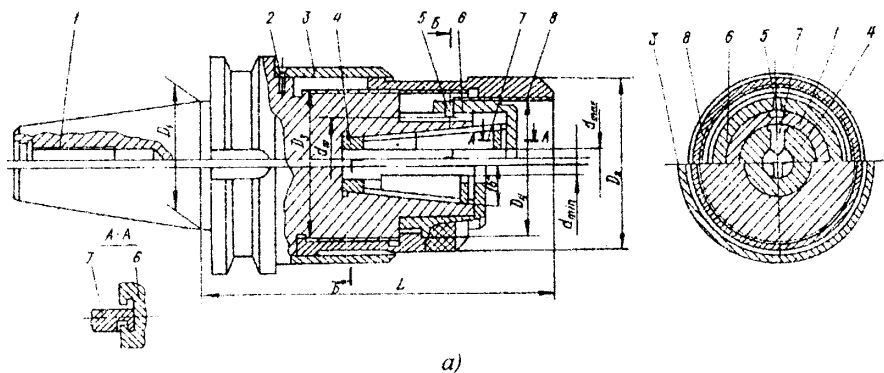


Рис. 5.5. Клиновый фрезерный патрон без ключа: а – основные и присоединительные размеры; б – общий вид  
1 – корпус с коническим хвостовиком; 2 – стопорный винт; 3 – втулка; 4 – сепаратор; 5 – штифт; 6 – втулка; 7 – зажимные клинья; 8 – гильза с разными резьбами по концам

Основная характеристика фрезерного патрона – коэффициент усиления  $k_n$ :

$$k_n = T_{\Sigma} / F = k_{yc1} k_{yc2}, \quad (5.8)$$

где  $T_{\Sigma}$  – 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.

С одной стороны, между крутящим моментом  $M_g$ , приложенным к ведущему звену дифференциального винтового механизма, и осевой силой  $S_{\Sigma}$ , создаваемой моментом  $M_g$ , существует зависимость [8]:

$$M_g = S_{\Sigma} \left[ tg(\psi_0 + \rho'_0) \frac{d_0}{2} - tg(\psi_1 + \rho'_1) \frac{d_1}{2} \right], \quad (5.9)$$

где  $\psi_0$ ,  $\rho'_0$  и  $d_0$  – соответственно угол подъема, приведенный угол трения и средний диаметр резьбы с большим шагом  $s_2$ ;  $\psi_1$ ,  $\rho'_1$  и  $d_1$  – то же с меньшим шагом  $s_1$ .

С другой стороны,  $M_g = FD/2$ . Для данного случая  $S_{\Sigma} = P_{oc1} + P_{oc2}$ , где  $P_{oc1}$  – осевая сила, приложенная к клину для создания радиальной силы  $T_{\Sigma}$  закрепления инструмента;  $P_{oc2}$  – осевая сила, необходимая для преодоления сопротивления от трения, возникающего в месте контакта между штифтом б и корпусом 1, которая равна

$$P_{oc2} = \frac{S_{\Sigma} tg(\psi_1 + \rho'_1) d_w \mu}{d_w}, \quad (5.10)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения между корпусом 1 и штифтом б;  $d_w/2$  – расстояние между осью патрона и точкой контакта штифта б с корпусом 1.

После преобразований получим

$$k_{yc1} = \frac{P_{oc1}}{F} = \frac{D[d_w - tg(\psi_1 + \rho'_1)d_1\mu]}{d[ tg(\psi_0 + \rho'_0)d_0 - tg(\psi_1 + \rho'_1)d_1 ]}, \quad (5.11)$$

$$k_{yc2} = \frac{T_{\Sigma}}{P_{oc1}} \quad (5.12)$$

В зависимости от расстояния между торцом хвостовика инструмента и неподвижным твердым упором корпуса, а также от упругого перемещения  $\delta_r$ , клин в радиальном направлении возможны два варианта для определения  $k_{yc2}$  (табл. 5.2).

Для повышения надежности зажима инструмента клинья в поперечном сечении изготавливают с закрутлением 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.5.3).

Таблица 5.2. К определению коэффициента усиления клиновой передачи  $k_{\text{зс2}}$  клинового фрезерного патрона

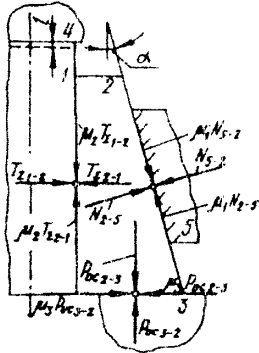
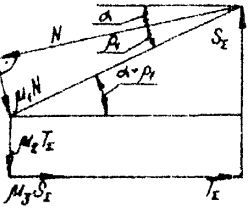
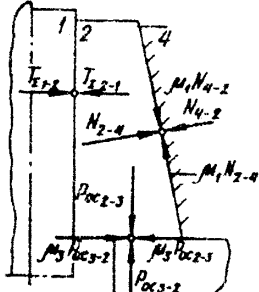
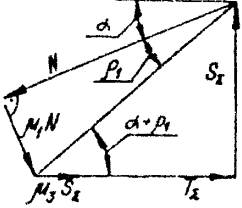
e	Схема нагружения	Силовой многоугольник	Формула
$e \leq \frac{\delta_r}{\text{tg}\alpha}$			$\frac{\text{ctg}(\rho_1 + \alpha) - \mu_3}{1 + \frac{\text{tg}\rho_2}{\text{tg}(\rho_1 + \alpha)}}$
$e > \frac{\delta_r}{\text{tg}\alpha}$			$\text{ctg}(\rho_1 + \alpha) - \mu_3$
<p>Примечание. Принятые обозначения: <math>\delta_r</math> – упругое перемещение клина в радиальном направлении; <math>T, P_{oc}, N</math> (с соответствующими индексами) – нормальные силы в контактных парах инструмент-зажимной клин, клин-тулка, клин-корпус; <math>S_z</math> – суммарная осевая сила зажима; <math>\mu_1, \mu_2, \mu_3</math> – коэффициенты трения на контактных поверхностях</p>			



Таблица 5.3. К определению приведенных коэффициентов трения и площади контакта в клиновом фрезерном патроне

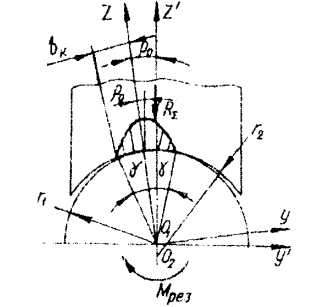
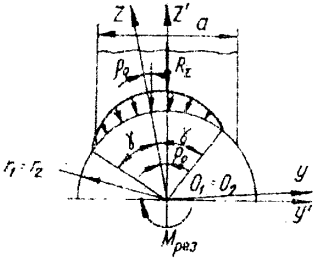
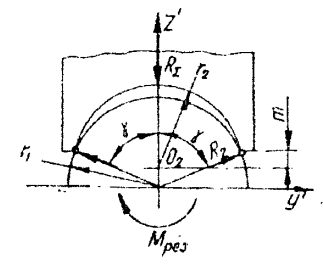
Соотношение между $r_1$ и $r_2$	Вид контакта в поперечном сечении	Формула
$r_1 < r_2$		$\mu'_{0r} = \frac{4 \sin \gamma \mu_0}{(\sin 2\gamma + 2\gamma) \sqrt{1 + \mu_0^2}};$ $\mu'_{00c} = \frac{4\mu_0 \sin \gamma}{\sin 2\gamma + 2\gamma}; \quad \gamma = \arcsin(b_k/r_2);$ $b_k = 1,128 \sqrt{\frac{R_\Sigma r_1 r_2}{l(r_2 - r_1)} \left( \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}$
$r_1 = r_2$		$\mu'_{0r} = \frac{4 \sin \gamma \mu_0}{(\sin 2\gamma + 2\gamma) \sqrt{1 + \mu_0^2}};$ $\mu'_{00c} = \frac{4\mu_0 \sin \gamma}{\sin 2\gamma + 2\gamma};$ $\gamma = \arcsin \frac{a}{2r_1} - \rho_0$
$r_1 > r_2$		$\mu'_{0r} = \mu'_{00c} = \frac{\mu_0}{\cos \gamma};$ $\gamma = \arcsin \frac{\sqrt{r_2^2 - m^2}}{r_1}$
<p>П р и м е ч а н и е. Принятые обозначения: <math>\mu_0</math> – коэффициент трения покоя; <math>l</math> – длина контакта вдоль оси хвостовика; <math>\mu_1, \mu_2</math> – коэффициенты Пуассона; <math>R_\Sigma</math> – результирующая нормальная сила в контакте; <math>b_k</math> – половина ширины площади контакта; <math>R_1, R_2</math> – реакции на краях</p>		

Таблица 5.4. Основные параметры широкодиапазонных клиновых фрезерных патронов без ключа дифференциального типа (рис.5.5)

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						

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.5.5) и проведенных испытаний создана серия клиновых фрезерных патронов без ключа (табл.5.4), которые называют дифференциальными фрезерными патронами.

## 5.2. Исследования силовых характеристик эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов

В результате рассмотрения конструкций в п. 4.4 суммарная радиальная сила зажима инструмента тремя кулачками будет:

$$T = T_1 + T_2. \quad (5.13)$$

В соответствии с расчетной схемой (рис.5.6,а) и функционально-структурной схемой (рис.5.6,б) при последовательном соединении звеньев определим коэффициенты усиления эксцентрикового сверлильно-фрезерного патрона.

На первом этапе (первая кинематическая цепь):

$$K_1 = \frac{T_1}{P_{p1}} = K_{p1} K_B K_K K_{ЭК} \quad (5.14)$$

На втором этапе (вторая кинематическая цепь):

$$K_2 = \frac{T_2}{P_{p2}} = K_{p2} K_3 K_K K_{ЭК} \quad (5.15)$$

В формулах (5.14), (5.15) приняты обозначения:  $K_{p1}$  – 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 «клиновья втулка 3 – кулачок 4»;  $K_{ЭК}$  – коэффициент усиления рычажной передачи эксцентрикового зажимного кулачка 4 с осью поворота в виде цилиндрического ползуна;  $K_{p2}$  – коэффициент усиления участка цепи «ключ – эксцентрик б»;  $K_3$  – коэффициент усиления пары «эксцентрик б – резьбовая вставка 2».

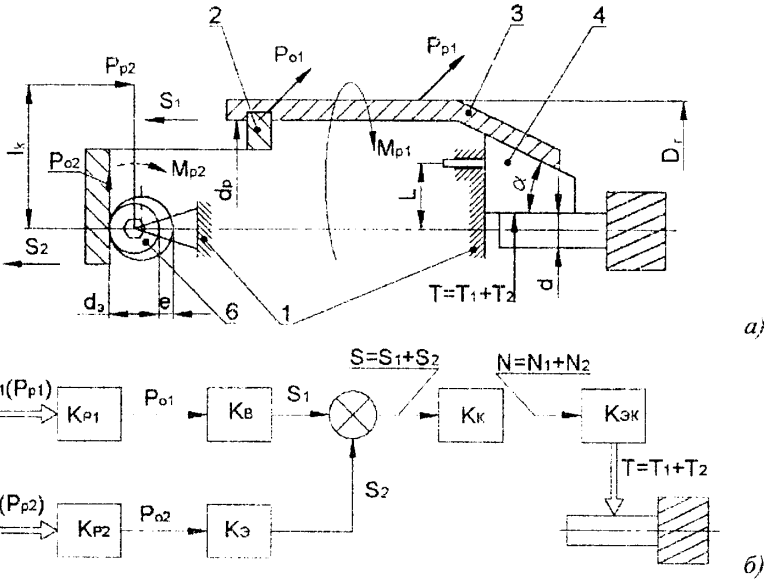


Рис. 5.6. Расчетная (а) и структурная (б) схемы силовой характеристики широкодиапазонного сверльно-фрезерного патрона с двумя кинематическими цепями

Определим значения каждого коэффициента усиления  $K_{p1}$   $K_B$   $K_K$   $K_{ЭК}$   $K_{p2}$   $K_3$ , пользуясь расчетными схемами (рис.5.6 – 5.8).

Из рис.5.6 и 5.7,*а*

$$M_{p1} = P_{p1} \cdot \frac{D_r}{2} = P_{01} \cdot \frac{d_p}{2}, \quad (5.16)$$

где  $D_r$  и  $d_p$  – соответственно наружный диаметр конусной втулки 3 и средний диаметр ленточной резьбы (точка А) вставки 2.

Из выражения (5.16)

$$K_{p1} = \frac{P_{01}}{P_{p1}} = \frac{D_r}{d_p}. \quad (5.17)$$

Из рис.5.7,*б* при приложении окружной силы  $P_{01}$  в результате наклона винтовой линии и трения возникает осевая сила

$$S_1 = P_{01} \cdot \text{ctg}(\gamma + \varphi_1), \quad (5.18)$$

где  $\gamma = \text{arctg}(t_p / \pi d_p)$  – угол наклона винтовой линии ленточной резьбы вставки 2 и конусной втулки 3;  $\varphi_1$  – угол трения в сопряжении ленточной резьбы.

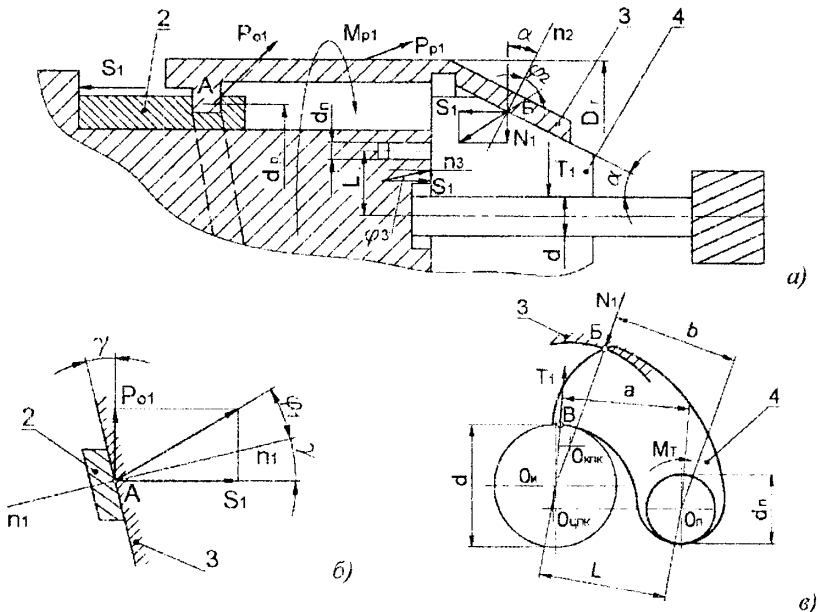


Рис. 5.7. Передача сил на первом этапе в первой кинематической цепи при выборке зазора и предварительно зажиме: а – всей цепи; б – винтовой пары; в – резьбовая втулка – эксцентриковый кулачок – инструмент

Из выражения (5.18):

$$K_B = \frac{S_1}{P_{01}} = ctg(\gamma + \varphi_1). \quad (5.19)$$

Рассмотрим равновесие сил, действующих в продольном сечении вертикально на кулачок 4 (рис.5.7,а),

$$S_1 ctg(\alpha + \varphi_2) - S_1 tg\varphi_3 - N_1 = 0; \quad S_1 [ctg(\alpha + \varphi_2) - tg\varphi_3] = N_1, \quad (5.20)$$

где  $N_1$  – вертикальная составляющая силы реакции, действующая в контакте кулачок 4 – втулка 3 (точка Б);  $\varphi_2$  – угол трения в коническом сопряжении;  $\varphi_3$  – угол трения в узком контакте кулачок 4 – корпус 1 при относительном проскальзывании во время поворота кулачка 4.

Из выражения (5.20)

$$K_K = \frac{N_1}{S_1} = ctg(\alpha + \varphi_2) - tg\varphi_3. \quad (5.21)$$

Рассмотрим равновесие кулачка 4 от действия моментов сил в поперечной плоскости относительно оси  $O_H$  цилиндрического ползуна (рис.5.7,в)

$$N_1 b - T_1 a - M_T = 0, \quad (5.22)$$

где  $a$  и  $b$  – соответственно плечи действия сил  $T_1$  и  $N_1$  относительно точки  $O_H$ ;  $M_T = R_1 d_n f / 2$  – 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.5.8 направления 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  $O_H$  и цилиндрического ползуна  $O_H$ ) и  $b_{max} \cong const = 0,5R_3$ . При зажиме инструмента минимального диаметра  $d_{min} = 2R_{min}$  силы  $T_1$  и

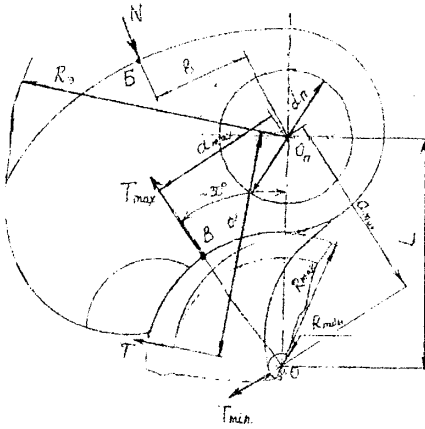


Рис. 5.8. Схема сил, действующих при зажиме эксцентриковым зажимным кулачком инструмента различного диаметра



$$K_3 = \frac{S_2}{P_{O_2}} \operatorname{ctg}(\beta + \varphi_4). \quad (5.29)$$

Подставляя выражения (5.17), (5.19), (5.21), (5.25) в формулу (5.14), получим коэффициент усиления первой кинематической цепи патрона:

$$K_1 = \frac{D_r}{d_p} \operatorname{ctg}(\gamma + \varphi_1) [\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_2) - \operatorname{tg}\varphi_3] \frac{b}{a}. \quad (5.30)$$

Радиальная сила предварительного зажима:

$$T_1 = P_{P_1} K_1 = P_{P_1} \frac{D_r}{d_p} \operatorname{ctg}(\gamma + \varphi_1) [\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_2) - \operatorname{tg}\varphi_3] \frac{b}{a}. \quad (5.31)$$

Подставляя выражения (5.27), (5.29), (5.21), (5.25) в формулу (5.15) получим коэффициент усиления второй кинематической цепи для создания окончательного натяга с целью получения необходимой радиальной силы зажима тремя кулачками от одного эксцентрика (рис.5.7):

$$K_2 = \frac{2l_k}{d_s} \operatorname{ctg}(\beta + \varphi_4) [\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_2) - \operatorname{tg}\varphi_3] \frac{b}{a}. \quad (5.32)$$

При этом радиальная сила зажима будет

$$T_2 = P_{P_2} K_2 = P_{P_2} \frac{2l_k}{d_s} \operatorname{ctg}(\beta + \varphi_4) [\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_2) - \operatorname{tg}\varphi_3] \frac{b}{a}. \quad (5.33)$$

Зная силу  $S_2$ , можно определить упругое перемещение  $\delta_u$  (рис.5.9,б) с учётом деформации тел и контактных сближений всех стыков во второй кинематической цепи, чтобы знать угол поворота эксцентрика  $\beta$  от ключа до требуемой силы  $T_2$  из соотношения

$$\frac{\delta_u}{l} = \frac{v}{180^\circ}, \quad \text{откуда} \quad v = 180^\circ \frac{\delta_u}{l} \quad (5.34)$$

При необходимости увеличить силу зажима на втором этапе используют для натяга системы все эксцентрики, а если их три, то все три параллельные кинематические цепи (рис.5.10). В результате суммарная радиальная сила зажима будет

$$T_{2\Sigma} = T_{2\Sigma}^1 + T_{2\Sigma}^2 + T_{2\Sigma}^3, \quad (5.35)$$

а при условии  $T_{2\Sigma}^1 = T_{2\Sigma}^2 = T_{2\Sigma}^3 = T_2$

$$T_{2\Sigma} = 3T_2. \quad (5.36)$$

Предложенный подход к определению силовых характеристик может быть использован для различных схем и конструкций широкодиапазонных эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов. Выведенные аналитические

зависимости могут служить одним из количественных критериев при выборе лучших вариантов из множества синтезированных патронов.

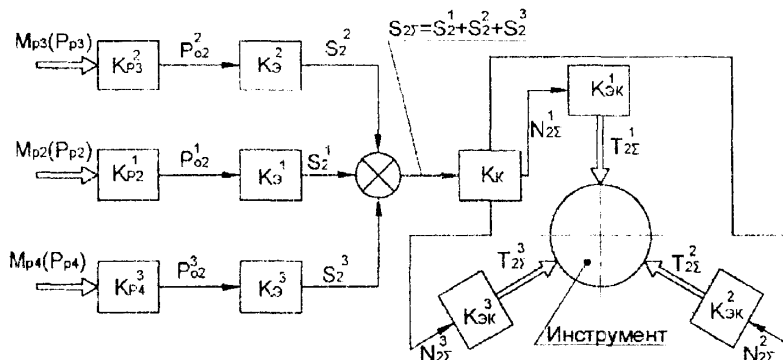


Рис. 5.10. Структурная схема силовой характеристики широкодиапазонного сверильно-фрезерного патрона с тремя параллельными кинематическими цепями при окончательном зажиме от трех эксцентриков

### 5.3. Компьютерное моделирование эксцентриковых сверильно-фрезерных патронов

С целью исследования, а также создания рабочей технической документации в среде CAD системы SolidWorks создана параметрическая компьютерная модель эксцентрикового сверильно-фрезерного патрона с обхватом диаметров хвостовика инструмента от 0,5 до 10 мм (рис.5.11).

При зажиме инструмента различного диаметра эксцентриковые кулачки по-разному контактируют с инструментом и конусной втулкой (рис.5.12) [6], что приводит к изменению силовых характеристик и упруго-напряженного состояния взаимодействующих элементов.

Исследование силовых характеристик эксцентрикового сверильного патрона, проведенное с помощью CosmosWorks – специализированного приложения к SolidWorks [1], предназначено для решения задач механики твердого деформируемого тела методом конечных элементов, как решение линейной статической задачи. Форма и размеры деталей исследуемой конструкции позволяют использовать объемные изопараметрические тетраэдры как тип конечных элементов. Поскольку в программе в явном виде отсутствуют контактные конечные элементы, на основе косвенных наблюдений можно утверждать, что с учетом соответствующих граничных условий определяющих



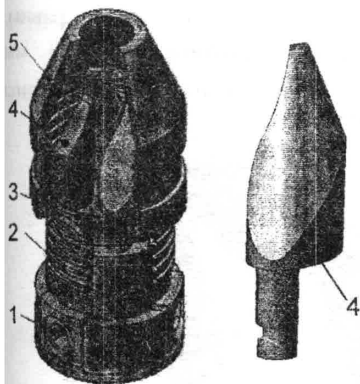


Рис. 5.11. CAD-модель эксцентрикового сверлильно-фрезерного патрона: 1 – эксцентрик; 2 – резьбовая вставка; 3 – корпус; 4 – эксцентриковый кулачок; 5 – конусная втулка

контакт между коническими поверхностями кулачков и втулки, так и между цилиндрическими поверхностями кулачков и хвостовика зажимаемого инструмента осуществляется изменением глобальной матрицы жесткости системы.

Автоматически построенная сетка конечных элементов содержит 46586 элементов и 72359 узлов, а коэффициент трения между контактирующими коническими поверхностями и коэффициент сцепления между поверхностями зажимных кулачков и инструментом приняты равными 0,15. Характеристики материалов кулачка и конусной втулки приняты следующими: модули упругости  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па и  $E_T = 0,79 \cdot 10^{11}$  Па; коэффициент Пуассона  $\mu = 0,28$ ; плотность  $\rho = 7700$  кг/м<sup>3</sup>.

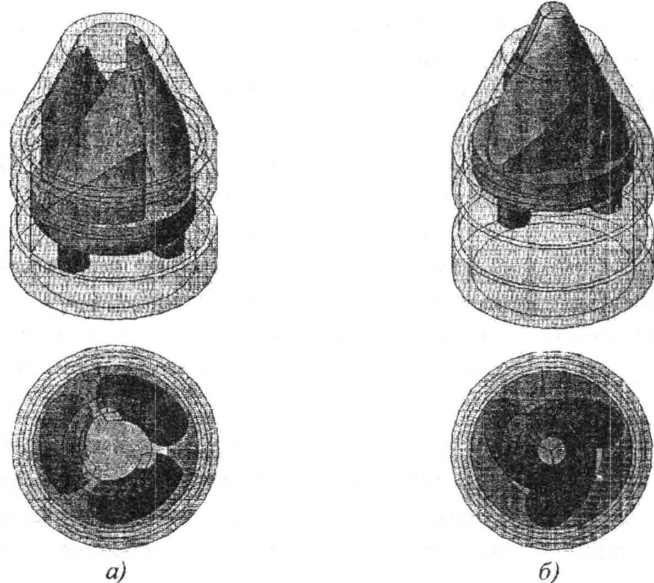


Рис. 5.12. Положение эксцентриковых кулачков патрона при зажиме максимального диаметра инструмента (а) и минимального диаметра инструмента (б)

На рис.5.13 показаны эквивалентные напряжения в патроне для случая, когда углы конических поверхностей эксцентриковых кулачков и втулки равны. Зажим инструмента с максимальным диаметром хвостовика  $d_{\max} = 10$  мм обеспечивается радиальной силой зажима, действующей со стороны эксцентрикового кулачка, которая равна  $T = 450$  Н.

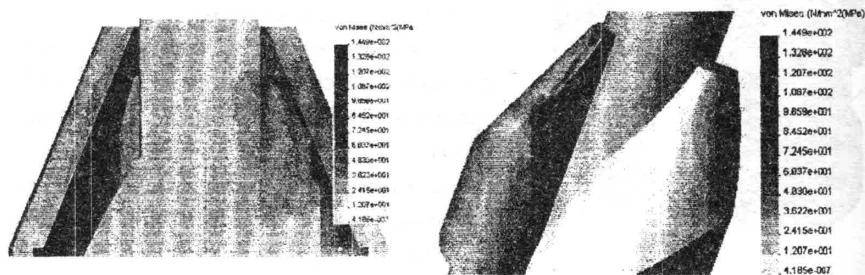


Рис. 5.13. Эквивалентные напряжения в эксцентриковом сверлильно-фрезерном патроне

Набольшие контактные напряжения возникают в кулачках по направлению образующей конической поверхности, по которой кулачок прижимается к внутренней конической поверхности втулки. Оценка напряженного состояния патроне осуществлялась по четвертой теории прочности.

С помощью разработанной конечно-элементной модели исследовалась радиальная сила зажима, с которой каждый из эксцентриковых кулачков патрона зажимает инструмент. Она определялась как сила контактного взаимодействия эксцентрикового кулачка с хвостовиком зажимаемого инструмента вследствие осевого перемещения конусной втулки патрона.

Анализ конструкции эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов показал, что основным фактором, оказывающим существенное влияние на величину и стабильность радиальной силы зажима  $T$ , является отклонение углового размера конической поверхности эксцентрикового кулачка и внутренней конической поверхности втулки. На силу зажима в значительной степени влияет разница в углах наклона конических поверхностей кулачка и втулки, т.е. угловой зазор  $\Delta\alpha = \alpha_k - \alpha_{вт}$ , где  $\alpha_k$  – угол наклона конической поверхности кулачка, а  $\alpha_{вт}$  – угол наклона внутренней конической поверхности втулки (рис.5.14). Для определения влияния угла наклона конической поверхности, который должен быть больше угла заклинивания, на силу зажима  $T$  был проведен численный эксперимент на основе разработанной конечно-элементной модели патрона.

На рис.5.15 представлена графическая интерпретация результатов исследования при максимальном диаметре зажимаемой поверхности

диаметром  $d = 10$  мм (рис.5.12,*a*) и отклонениях угла  $\Delta\alpha$  соответственно  $0^\circ 0'$ ,  $0^\circ 10'$  и  $0^\circ 20'$ .

Конструкция патрона должна обеспечивать необходимую силу зажима в

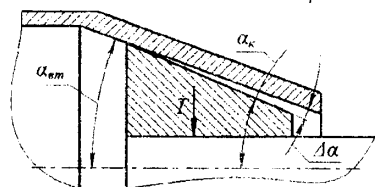


Рис. 5.14. Характер взаимодействия кулачка с конусной втулкой

процессе работы. При этом должно учитываться влияние центробежных сил. Действие центробежной силы воспринимают все детали патрона, вызывая деформации, которые влияют на его силовые характеристики.

Для теоретического анализа влияния центробежных сил и отклонений угла наклона конических поверхностей кулачка и втулки на силовые характеристики эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов в качестве переменных приняты: частота вращения  $n$  (для статического состояния принята  $n = 0$  об/мин, для динамического —  $n = 6000$  об/мин и  $n = 12000$  об/мин); отклонение угла наклона конической поверхности кулачка и втулки  $\Delta\alpha = 0^\circ 0'$ ,  $\Delta\alpha = 0^\circ 10'$  и  $\Delta\alpha = 0^\circ 20'$ ; диаметры хвостовика инструмента  $d = 1$  мм,  $d = 6$  мм и  $d = 10$  мм. Результаты численного эксперимента обобщены и представлены в графическом виде на рис.5.15. Зажимные усилия определялись при условии, что максимальные эквивалентные напряжения в патроне составляли 420 МПа.

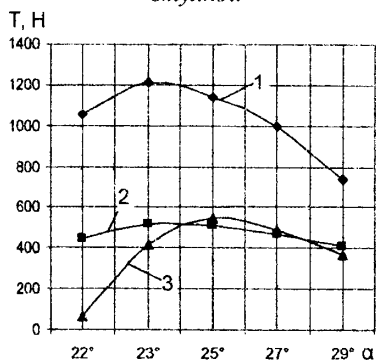


Рис. 5.15. Изменение силы зажима в зависимости от угла наклона конических поверхностей, при различных угловых зазорах  $\Delta\alpha$ : 1 -  $0^\circ 0'$ ; 2 -  $0^\circ 10'$ ; 3 -  $0^\circ 20'$

эквивалентные напряжения в патроне составляли 420 МПа.

## 5.4. Исследования ИЗП с винтовой цангой

Уруго-силовые характеристики новых ИЗП для высокоскоростной обработки

Одним из объектов исследований уруго-силовых характеристик стал новый синтезированный ИЗП по патенту Украины № 26781 с винтовыми цанговыми зажимными элементами с разным шагом для зажима цилиндричных хвостовиков режущих инструментов диаметром 12 мм (рис. 5.16).

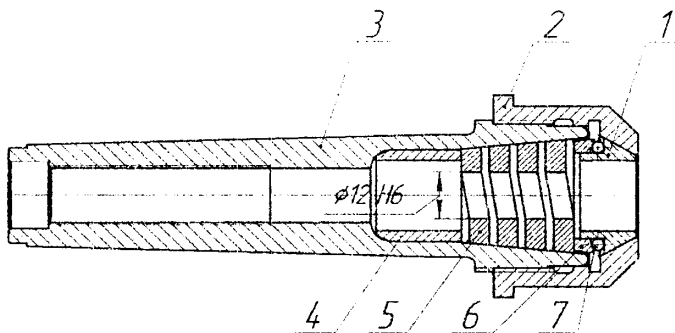


Рис. 5.16. Конструкция исследуемого инструментального зажимного патрона

Зажимный патрон содержит корпус 3, в котором расположен упругий зажимной элемент 5 с внешней конической и внутренней цилиндрической поверхностью, выполненный в виде упругой втулки с винтовым пазом величиной от половины к одному шагу на длине всей цапги или в виде пружины с количеством витков по меньшей мере два, упорную гайку 2 с возможностью навинчивания на внешнюю резьбу конца корпуса 3. Шайба 6 расположена впереди торца зажимного элемента 5 с упорным конусом и углом  $\gamma$ , вершина которого направлена в сторону зажимного элемента 5 и взаимодействует по конической поверхности с шариками 7, которые размещены в промежутке между шайбой 6 и внутренним торцом втулки 1. В середине корпуса 3 размещен упор 4, который предназначен для установления зажимного элемента 5 до “упора”.

Как видно [9] точное аналитическое решение возможно для ограниченного круга задач теории упругости. Исследуемый образец имеет нетрадиционную, сложную форму, потому математический аппарат для теоретического расчета упруго-напряженного состояния будет иметь приближен характер. Исходя из этого, для решения задачи имеем все предпосылки для использования в качестве математически аналитического аппарата метод конечных элементов (МЭ). Использование этого метода дает возможность промоделировать поведение исследуемой конструкции и оценить с достаточной точностью напряжение, деформации и перемещения, которые возникают в исследуемой системе.

Исходя из конструкции исследуемого патрона (рис. 5.16) видно, что сила зажима, которая образуется под действием крутящего момента  $M_{КРmax}$ , будет иметь распределенный характер по передней поверхности винтовой цапги, потому в расчетах используем распределенную нагрузку. Максимальное

значение распределенной силы  $q_{max}$  (рис. 5.21, поз. 3) рассчитываем из условия прочности для винтового зажимного устройства [4]

$$q_{max} = \frac{[\sigma_n]}{S} \cdot \left( \frac{d}{C} \right)^2, \quad (5.37)$$

где  $q_{max}$  – распределенная сила зажима (Н/м<sup>2</sup>);  $d$  – номинальный диаметр винта резьбы (м);  $[\sigma_n]$  – граница прочности при растяжении (сжатии) (МПа);  $S$  – площадь поверхности, на которую действует распределенная сила (м<sup>2</sup>);  $C$  – коэффициент запаса.

Максимальное значение крутящего момента  $M_{КРmax}$ , который можно приложить к гайке патрона рассчитываем по формуле:

$$M_{КРmax} = r_{cp} \cdot q_{max} \cdot S \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \frac{1}{3} \cdot f \cdot q_{max} \cdot S \cdot \frac{D_n^3 - d_n^3}{D_n^2 - d_n^2}, \quad (5.38)$$

где  $r_{cp}$  – средний радиус резьбы (м);  $\alpha$  – угол подъема резьбы (град.);  $\rho$  – угол трения в резьбе;  $f$  – коэффициент трения;  $D_n$  – внешний диаметр резьбы;  $d_n$  – внутренний диаметр резьбы. После подстановки значений в формулу (5.38) получим упрощенную формулу для определения  $M_{КРmax}$ :

$$M_{КРmax} = 0,2 \cdot d \cdot q_{max} \cdot S. \quad (5.39)$$

Одной из характеристик данного патрону есть величина дополнительной осевой силы для компенсации потерь от центробежных сил.

Рассмотрим систему равновесия сил (рис. 5.17):

$$\begin{cases} \sum P_y = 0 & F_y - N \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \gamma - N \cdot \sin \gamma - \Delta S \cdot \operatorname{tg} \varphi = 0 \\ \sum P_x = 0 & N \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \gamma - N \cdot \cos \gamma - \Delta S = 0 \end{cases} \quad (5.40)$$

где  $F_y$  – центробежная сила, которая создается шариками;  $N$  – нормальная реакция;  $\varphi$  – угол трения;  $\gamma$  – угол наклона опорной поверхности шайбы;  $\Delta S$  – дополнительная осевая сила.

Рассмотрим составляющие:

-- нормальная реакция

$$N \cdot (\operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \gamma - \cos \gamma) + \Delta S = 0$$

$$N \cdot (\cos \gamma - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \gamma) = \Delta S$$

$$N = \frac{\Delta S}{\cos \gamma - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \gamma}; \quad (5.41)$$

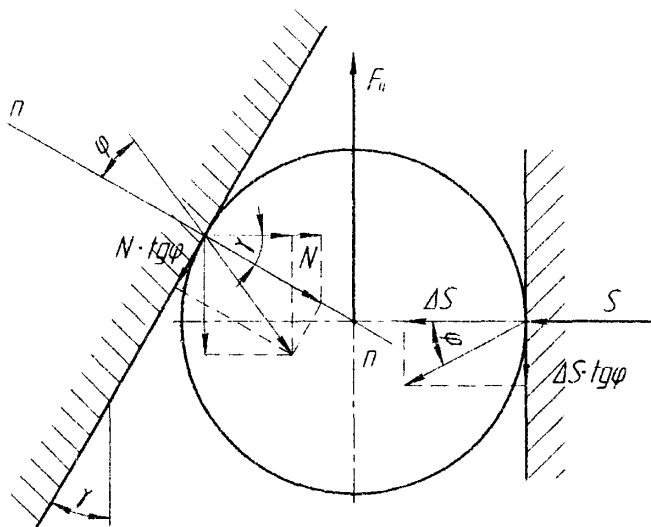


Рис. 5.17. Расчетная схема для расчета дополнительной осевой силы  $\Delta S$  компенсации потерь центробежной силы

- центробежная сила, которая создается шариками

$$F_u - N \cdot (\operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \gamma + \sin \gamma) - \Delta S \cdot \operatorname{tg} \varphi = 0$$

$$F_u - \frac{\Delta S \cdot (\operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \gamma + \sin \gamma)}{\cos \gamma - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \gamma} - \Delta S \cdot \operatorname{tg} \varphi = 0$$

$$F_u = \Delta S \cdot \left[ \frac{\operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \gamma + \sin \gamma}{\cos \gamma - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \gamma} + \operatorname{tg} \varphi \right]; \quad (5.42)$$

- дополнительная осевая сила

$$\begin{aligned} \Delta S &= F_u \cdot \frac{\cos \gamma - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \gamma}{\operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \gamma + \sin \gamma + \operatorname{tg} \varphi (\cos \gamma - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \gamma)} = \\ &= F_u \cdot \frac{\cos \gamma - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \gamma}{\operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \gamma + \sin \gamma + \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \gamma - \operatorname{tg}^2 \varphi \cdot \sin \gamma} \end{aligned}$$

$$\Delta S = F_u \cdot \frac{\cos \gamma - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \gamma}{2 \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \gamma + \sin \gamma - \operatorname{tg}^2 \varphi \cdot \sin \gamma}$$

$$\Delta S = F_u \cdot \frac{\cos \gamma - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \gamma}{2 \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \gamma + \sin \gamma (1 - \operatorname{tg}^2 \varphi)} \quad (5.43)$$

$$\Delta S = F_u \cdot \alpha_S; \quad (5.44)$$

$$F_y = m_{ш} \cdot z_{ш} \cdot \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 \cdot R_{ш} \quad (5.45)$$

Коэффициент компенсации потерь центробежных сил:

$$\alpha_s = \frac{\Delta S}{F_y} = \frac{\cos \gamma - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \gamma}{2 \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \gamma + \sin \gamma (1 - \operatorname{tg}^2 \varphi)} \quad (5.46)$$

Определим  $\alpha_s$  по формуле 5.39 при разных коэффициентах трения  $f(0,05; 0,1; 0,15)$  и разных углах наклона опорной поверхности шайбы  $\gamma (0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ \text{ и } 60^\circ)$ . Результаты расчета занесем в табл. 5.5 и изобразим в виде графика (рис. 5.18).

Таблица 5.5 Коэффициент компенсации потерь центробежных сил  $\alpha_s$  при разных углах наклона упорной поверхности шайбы  $\gamma$  и разных коэффициентах трения  $f$

$f$	$\gamma$				
	$0^\circ$	$15^\circ$	$30^\circ$	$45^\circ$	$60^\circ$
0,1	5	2,0917	1,2212	0,7563	0,4318
0,05	10	2,6862	1,4368	0,8656	0,4997
0,15	3,3333	1,7081	1,0567	0,6654	0,3714

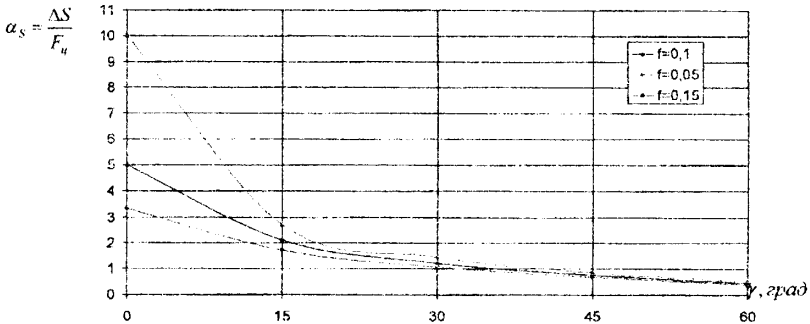


Рис. 5.18. График зависимости коэффициента компенсации потерь центробежных сил  $\alpha_s$  от угла наклона упорной поверхности шайбы  $\gamma$  при разных коэффициентах трения  $f$

Таблица 5.6. Результаты расчета центробежной силы  $F_y$ , Н, что создается шариками

	$n$ , об/мин	$F_y$ , Н
1	1000	0,5526
2	10000	55,257
3	100000	5525,7

Таблица 5.7. Сводная таблица результатов расчета дополнительной осевой силы  $\Delta S, Н$

$f$	$n$ , об/мин	$\alpha_s$				
		5	2,0917	1,2212	0,7563	0,4318
0,1	1000	2,7628	1,1558	0,6748	0,4179	0,2386
	10000	276,28	115,58	67,481	41,791	23,86
	100000	27628	11558	6748,1	4179,1	2386

$f$	$n$ , об/мин	$\alpha_s$				
		10	2,6862	1,4368	0,8656	0,4997
0,05	1000	5,5257	1,4843	0,7939	0,4783	0,2761
	10000	552,57	148,43	79,392	47,83	27,614
	100000	55257	14843	7939,2	4783	2761,4

$f$	$n$ , об/мин	$\alpha_s$				
		3,3333	1,7081	1,0567	0,6654	0,3714
0,15	1000	1,8419	0,9438	0,5839	0,3677	0,2052
	10000	184,19	94,383	58,392	36,766	20,521
	100000	18419	9438,3	5839,2	3676,6	2052,1

Выполним расчет дополнительной осевой силы  $\Delta S$  (5.44) при трех разных частотах вращения.

Исходными данными будут: масса одного шарика  $m = 0,175441 \text{ г} = 0,000175441 \text{ кг}$ ; количество шариков  $z = 23$  шт; радиус вращения шариков  $R = 0,0125 \text{ м}$ ; частоты вращения:  $n = 1000$  об/мин,  $10000$  об/мин,  $100000$  об/мин.

Определим центробежную силу, что создают шарики по формуле (5.45). При расчете  $F_c$  получено следующие результаты (табл. 5.6), а результаты расчета дополнительной осевой силы  $\Delta S$  приведены в табл. 5.7. Графические изображения зависимостей представлены на рис. 5.19, 5.20.

### Моделирование и анализ напряженного состояния ИЗП методом конечных элементов

Теория упругости как наука позволяет изучать с помощью аппарата математического анализа напряженное и деформированное состояние твердых деформированных тел (ТДТ), которые находятся под внешним силовым и/или температурным влиянием.



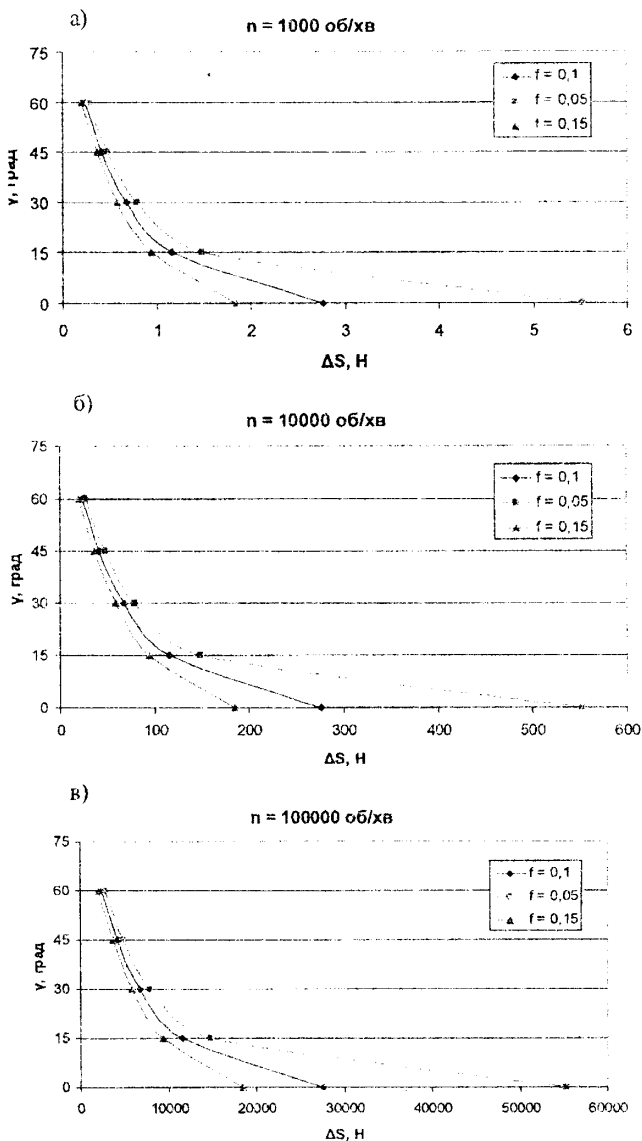


Рис. 5.19. Графика зависимости дополнительной осевой силы  $\Delta S$  от угла наклона упорной поверхности шайбы  $\gamma$  при разных коэффициентах трения  $f$  и  $n$ , об/мин: а - 1000; б - 10000; в - 100000

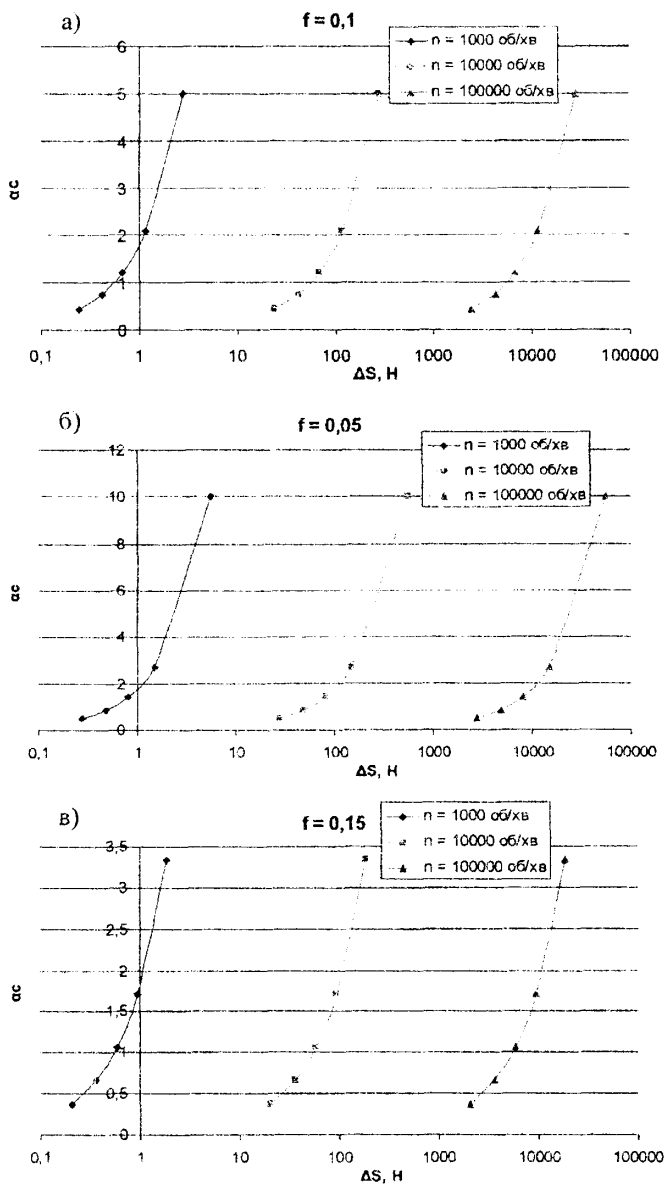
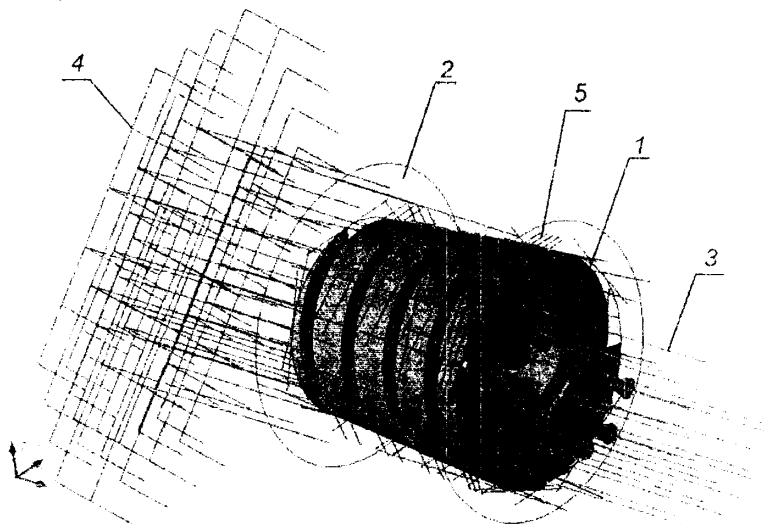


Рис. 5.20. Графика зависимости дополнительной осевой силы  $\Delta S$  от коэффициента компенсации потерь центробежных сил  $\alpha_c$  при разных частотах вращения  $n$  и коэффициентах трения  $f$ : а - 0,1; б - 0,05; в - 0,15

Для проведения теоретических исследований с помощью метода конечных элементов (МКЭ) была создана расчетная трехмерная модель опытной винтовой цапги 1 (рис. 5.21) в системе компьютерного проектирования, которая расположена в условном корпусе 2. На нее действуют силы зажима 3 и наложены предельные условия 4 (жесткого закрепления) и 5 (контакт по поверхности).

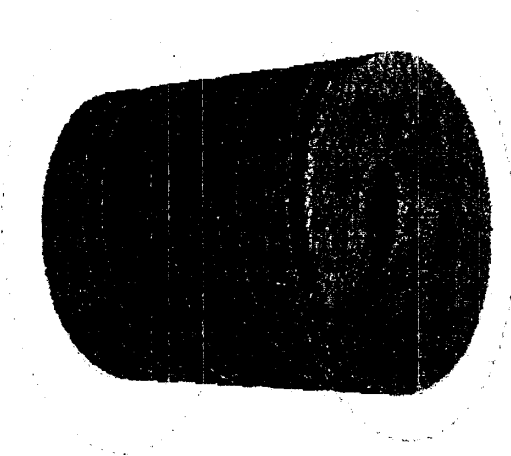


*Рис. 5.21. Трехмерная расчетная модель опытной винтовой цапги в системе компьютерного проектирования с определенными граничными условиями для использования МКЭ*

Определяем предельные условия закрепления. Как видно из чертежа зажимного патрона (рис. 5.16), винтовая цапга 5 упирается в упор 4, который в свою очередь размещен в корпусе 3. Эту систему деталей можно заменить на предельное условие жесткого закрепления с одной степенью свободы (вращение вокруг оси X) по торцу цапги (рис. 5.21, поз. 4). Кроме этого также нужно ввести условие жесткого закрепления корпуса патрона.

Поскольку винтовая цапга 5 (рис. 5.16) взаимодействует с корпусом 3 по конической поверхности, то вводим предельное условие контакта поверхностей с соответствующим коэффициентом трения (рис. 5.21, поз. 5).

Кроме того для проведения расчетов система нуждается в введении параметров материала деталей. Был принят материал винтовой цапги углеродная качественная конструкционная Сталь 65Г ГОСТ 14959-79 ( $E \cdot 10^5 = 2,15$  МПа,  $\sigma_1 = 785$  МПа,  $\sigma_b = 980$  МПа).

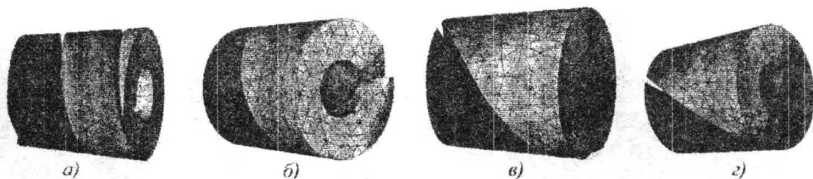


*Рис. 5.22. Результат построения сетки конечных элементов та оценка зоны деформаций для винтовой цанги с шагом 7 мм (светлым показана зона максимальных деформаций)*

Для последующих расчетов была построена сеть конечных элементов (рис. 5.18) для опытной конструкции винтового элемента с шагом 7 мм: размер сетки - 0,05 (относительный); величина прогиба - 0,01; минимальный размер кривой - 0,05 (относительный).

В результате расчетов были получены предварительные ориентировочные величины деформаций, напряжений и векторы перемещений основных точек упругого элемента. Это дало возможность удостовериться в работоспособности предложенной конструкции и предварительно определить поведение зажимного элемента в статических условиях нагрузок. Результаты моделирования были подтверждены данными в ходе проведения экспериментальных исследований [5].

Также были промоделированы и исследованы другие варианты конструкции винтовой цанги, что отличались между собой шагом винтовой линии (рис. 5.23). Также на рисунке показано деформированное состояние при одинаковых предельных условиях и прилагаемой начальной нагрузке для каждой из исследуемых конструкций.



*Рис. 5.23. Результаты теоретических исследований конструкций винтовой цанги с разным шагом  $t$  винтовой линии (в деформированном состоянии при одинаковых предельных условиях), мм: а - 14, б - 28, в - 56, г - 112*

По результатам проведенных исследований [5] установлено, что конструкция синтезированного патрону имеет значительно больше жесткости сравнительно с обычным цанговым патроном. Это дает возможность сделать вывод, что использование нового инструментального зажимного патрона при высокоскоростной обработке позволит повысить жесткость инструментальной системы. Что в свою очередь, приведет к повышению точности обрабатывания и качества обрабатываемой поверхности.

Но на основе проведенного моделирования и экспериментального исследования были обнаружены недостатки предложенной конструкции, такие как, несимметричное деформирование упругого элемента, который приводит к смещению центра массы из оси элемента в процессе зажима, эксцентриситет координат центра массы цанги относительно ее оси, и маленькая длина зажима инструмента при небольших шагах. Эти недостатки можно устранить доработкой конструкции зажимного элемента патрона или внесением изменений в технологический процесс изготовления изделия.

В результате предыдущих исследований была усовершенствована конструкция зажимного патрона (рис. 5.24) и спроектирован симметричный винтовой зажимный элемент.

Учитывая новую конструкцию было проведено моделирование зажимной винтовой цанги на ЭВМ с разными шагами и разным количеством лепестков цанги с помощью МКЭ (рис. 5.25).

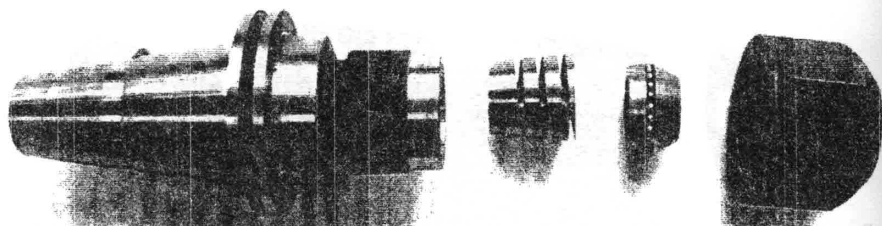


Рис. 5.24. Усовершенствованный инструментальный зажимной патрон

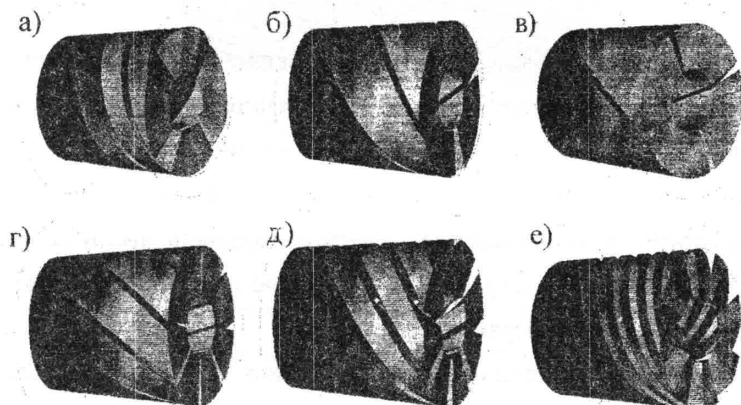


Рис. 5.25. Результаты теоретических исследований конструкций симметричных винтовых цанг с разным шагом винтовой линии и количеством лепестков МКЭ. Слева на право соответственно: а -  $t = 28$  мм  $N = 4$ ; б -  $t = 56$  мм  $N = 4$ ; в -  $t = 112$  мм  $N = 4$ ; г -  $t = 28$  мм  $N = 8$ ; д -  $t = 56$  мм  $N = 8$ ; е -  $t = 112$  мм  $N = 8$

Таблица 5.8 Результаты теоретических исследований перемещений лепестков цанг

Количество лепестков	Максимальные перемещения лепестков цанги в зависимости от шага, мм		
	28	56	112
4	1,42	0,28	0,11
8	5,85	1,76	0,81

Из полученных результатов (табл. 5.8) видно, что с увеличением шага винтовой линии лепестков симметричной цанги соответственно увеличивается

ее жесткость. В то же время с увеличением количества лепестков жесткость уменьшается.

Зависимость изменения жесткости от шага винтовой линии изображена на рис. 5.26.

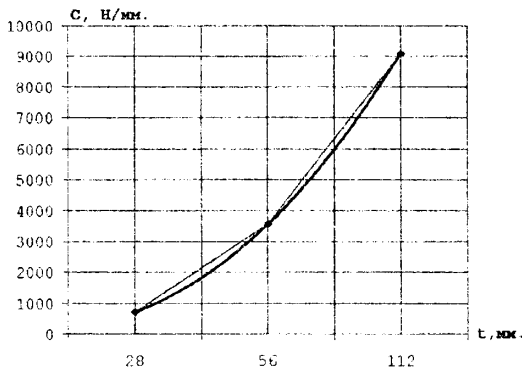


Рис. 5.26. Зависимость жесткости винтовой цанги от ее шага

Эту зависимость можно записать в степенном виде:

$$C = A \cdot t^x, \quad (5.47)$$

где  $A$  – коэффициент зависим от количества лепестков цанги;  $x$  – показатель степени.

Так при четырех лепестках зависимость (5.47) принимает вид:

$$C = 705,88 \cdot t^{2,33}, \quad \text{а}$$

при значении восьми:

$$C = 169,05 \cdot t^{1,8}$$

Недостатки первых опытных образцов не позволяют использовать их при частотах вращения шпинделя больше чем 18000 об/мин.

Усовершенствована конструкция винтовой цанги имеет сбалансированную геометрию, которая достигается симметричностью конструкции, потому ее можно использовать при больших оборотах рабочего органа станка больше 30000 об/мин, имеет большую длину контакта с инструментом, нуждается в меньшем усилии зажима сравнительно с однозаходной конструкцией винтовой цанги.

Это дает возможность принять конструкцию симметричной винтовой цанги за основу и изготовить опытные образцы для проведения экспериментальных исследований.

Рассмотрим влияние центробежных сил в винтовых цангах, которые имеют закрытый замкнутый силовой контур.

Для этого составим расчетную схему действия сил в инструментальном патроне с винтовой цангой (рис. 5.27). Примем следующие обозначения: ЗЭ – зажимной элемент (винтовая цанга); И – инструмент;  $F_{Ц}$  – центробежная сила;  $C_{П-ЗЭ}$  – жесткость между ЗЭ и патроном (П);  $C_{ЗЭ-И}$  – жесткость между ЗЭ и инструмента;  $\delta_1$  – перемещение в направлении действия сил между ЗЭ и П;  $\delta_2$  – перемещение в направлении действия сил между ЗЭ и И.

В общем виде сила зажима инструмента  $T_{И}$  вычисляется по формуле:

$$T_{И} = T - \Delta T, \quad (5.48)$$

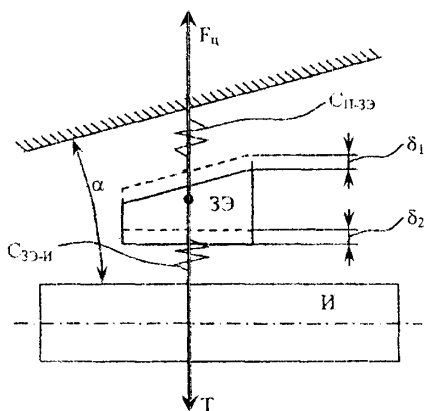


Рис. 5.27. Схема действия сил в инструментальном патроне с винтовой цангой

перемещения  $\delta_2$ :

$$\delta_2 = \frac{T}{C_{зэ-и}} = \frac{\Delta T}{C_{и}}, \quad (5.51)$$

где  $C_{и}$  – жесткость хвостовика инструмента;

Тогда из (5.49) следует:

$$\Delta T = F_{ц} \cdot \frac{C_{и}}{C_{ц}}, \quad (5.52)$$

Подставим полученную зависимость в (5.48)

$$T_{и} = T - F_{ц} \cdot \frac{C_{и}}{C_{ц}}. \quad (5.53)$$

Из полученной зависимости видно, что при увеличении жесткости зажимного элемента влияние центробежной силы уменьшается, тем самым увеличивается сила зажима детали. Кроме того, влияние  $F_{ц}$  можно уменьшить за счет уменьшения  $C_{и}$ , выполнением хвостовика инструмента трубчатой формы.

Поскольку жесткость винтовой цанги зависит от шага винтовой линии канавки, то можно утверждать, что влияние центробежных сил в винтовых цангах, которые имеют закрытый замкнутый силовой контур, зависит от шага винтовой линии розрезки, причем с увеличением шага жесткость растет за степенным законом, а влияние центробежных сил соответственно уменьшается.

где  $T$  – сила зажима создана винтовым цанговым элементом;  $\Delta T$  – сила образована центробежной силой и упругими деформациями в патроне.

Допустимо, что ЗЭ абсолютно твердый элемент. Тогда справедливо следующее уравнение:

$$\delta_1 = \delta_2 = \delta. \quad (5.49)$$

Запишем уравнение для перемещения  $\delta_1$ :

$$\delta_1 = \frac{F_{ц}}{C_{ц-зэ}} = \frac{F_{ц}}{C_{и}}, \quad (5.50)$$

где  $C_{ц}$  – жесткость патрона.

Запишем уравнение для



## Экспериментальные исследования ИЗП с винтовой цангой

Далее приводятся результаты испытаний ИЗП (рис. 5.28).

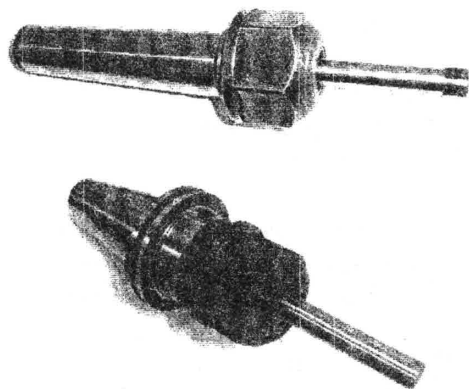


Рис. 5.28. Инструментальные зажимные патроны с оправкой  $d = 12$  мм

Для измерения момента прокручивания оправки в ИЗП выполнили следующее:

- в заднюю бабку токарно-винторезного станка мод. 1А616 (рис. 5.29) установили инструментальный зажимный патрон;
- в инструментальном зажимном патроне зажали оправку диаметром  $d = 12$  мм; три цанги: с шагом винтовой линии  $t = 7$  мм,  $t = 14$  мм и традиционная;

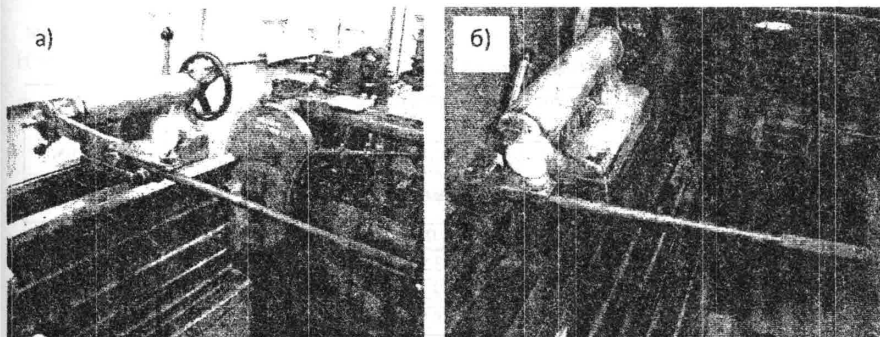


Рис. 5.29. Измерение момента прокручивания оправки в ИЗП на токарном станке 1А616: а - зажим оправки динамометрической рукояткой; б - измерение момента прокручивания

- при зажиме к гайке патрона каждый раз прикладывали разный за величиной момент от 0 через 15Н·м до 150Н·м, пользуясь при этом тарированной динамометрической рукояткой с ключом под 6-гранную зажимную гайку (рис.5.29,а);
- измеряли момент прокручивания закрепленной в патроне оправки с помощью динамометрической рукоятки, предварительно зафиксировав патрон от прокручивания (рис. 5.29, б);
- момент прокручивания фиксировали как максимальное показание индикатора динамометрической рукоятки (табл. 5.9-5.11).

Таблица 5.9. Моменты прокручивания  $M_{ПР}$  (Н·м) оправок при зажиме моментом  $M_3$  (Н·м) в цанге с шагом  $t = 7$  мм

Момент зажима		Момент прокручивания, показания индикатора $I_{ПР}$					Коеф. усиления, $k_M = M_{ПР}/M_3$
$M_3$ , Н·м	Показания индикатора $I_3$	I замер	II замер	III замер	Среднее значение	$M_{ПР}$ , Н·м	
0	0	0	0	0	0	0	0
15,6	2	2	2,5	1,5	2	10	0,641
31,2	4	4,5	4	3,5	4	19	0,608
46,8	6	6,7	7	5,8	6,5	28,5	0,608
62,4	8	9	7	8	8	35	0,560
80,34	10	8,8	9,5	8,7	9	40	0,497
101,4	12	10,6	11,3	11,1	11	49	0,483
120,2	14	12,5	12	11,5	12	54	0,449
142,74	16	12	12	12	12	54	0,378
						$k_{Мер}$	0,469

Таблица 5.10. Моменты прокручивания  $M_{ПР}$  (Н·м) оправок при зажиме моментом  $M_3$  (Н·м) в цанге с шагом  $t = 14$  мм

Момент зажима		Момент прокручивания, показания индикатора $I_{ПР}$					Коеф. усиления, $k_M = M_{ПР}/M_3$
$M_3$ , Н·м	Показания индикатора $I_3$	I замер	II замер	III замер	Среднее значение	$M_{ПР}$ , Н·м	
0	0	0	0	0	0	0	0
15,6	2	4,6	5	3,9	4,5	20	1,282
31,2	4	7,1	6,6	7,3	7	30	0,961
46,8	6	8,9	9,4	8,7	9	40	0,854
62,4	8	12,5	12	11,5	12	54	0,865
80,34	10	15	14,8	15,2	15	69	0,858
101,4	12	17,1	16,9	17	17	78	0,769
120,2	14	19,3	18,8	18,9	19	87	0,723
142,74	16	19,7	19,6	19,2	19,5	90	0,630
						$k_{Мер}$	0,772

Таблица 5.11. Моменты прокручивания  $M_{ПР}$  (Н·м) оправок при затиску моментом  $M_3$  (Н·м) в традиційній цанзі

Момент зажима		Момент прокручивания, показания индикатора $M_{ПР}$					Коэф. усиления, $k_M = M_{ПР}/M_3$
$M_3$ , Н·м	Показания индикатора $I_3$	I замер	II замер	III замер	Среднее значение	$M_{ПР}$ , Н·м	
0	0	0	0	0	0	0	0
15,6	2	3,9	4,4	3,7	4	19	1,217
31,2	4	9,8	10,2	10	10	44	1,410
46,8	6	13,7	14,2	14,1	14	64,5	1,378
62,4	8	18	18,1	17,9	18	82,5	1,322
80,34	10	20,3	19,8	19,9	20	92	1,145
101,4	12	22,6	23,3	23,1	23	108	1,065
120,2	14	25,2	26,1	26,7	26	123	1,023
142,74	16	30	30,2	29,8	30	142,5	0,998
						$k_{M,р}$	1,062

По результатам измерений построили графики зависимости момента зажима  $M_3$  от момента прокручивания  $M_{ПР}$  (рис. 5.30),  $M_3$  от коэффициента усиления  $k_M = M_{ПР}/M_3$  (рис. 5.31), выполнили расчет среднего коэффициента усиления  $k_{M,р}$  для трех случаев и построили график (рис. 5.32).

Для измерения радиальной жесткости системы “патрон-инструмент” выполнили следующее:

- в заднюю бабку станку мод. 1А616 установили ИЗП;
- у ИЗП зажали оправку диаметром  $d = 12$  мм; момент зажима на гайке  $M_{31} = 30$  Н·м,  $M_{32} = 60$  Н·м,  $M_{33} = 100$  Н·м,  $M_{34} = 140$  Н·м; три цанги: с шагом винтовой линии  $t = 7$  мм,  $t = 14$  мм и традиционная;
- между суппортом станка и оправкой установили динамометр; вылет оправки  $l_p = 45$  мм от торца гайки (60 мм от торца цанги);
- с противоположной стороны поставили магнитную стойку с индикатором, индикатор (0,01 мм) подрели к оправке и установили на одном уровне с динамометром.

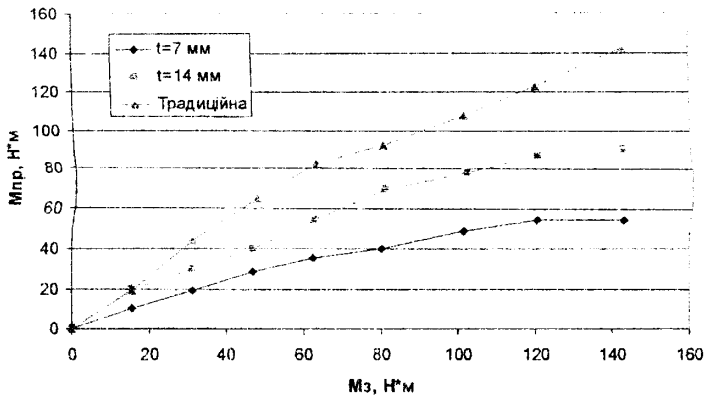


Рис. 5.30. График зависимости момента прокручивания  $M_{пр}$  от момента зажима  $M_з$

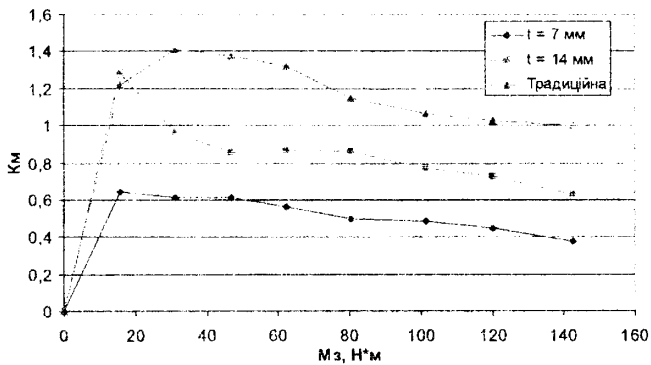


Рис. 5.31. График зависимости коэффициента усиления  $k_M = M_{пр}/M_з$  от момента зажима  $M_з$

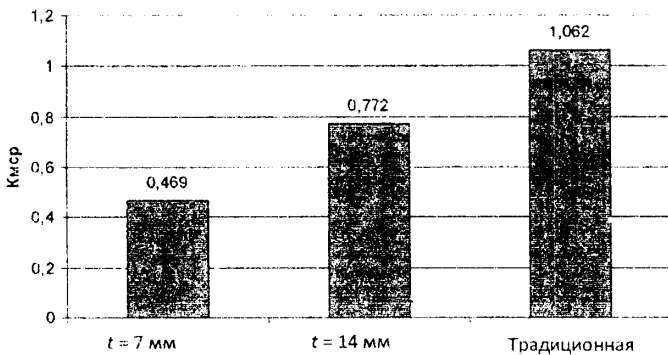


Рис. 5.32. Средний коэффициент усиления  $k_{Мср}$  для цанг: винтовой с шагом  $t = 7, 14$  мм и традиционной

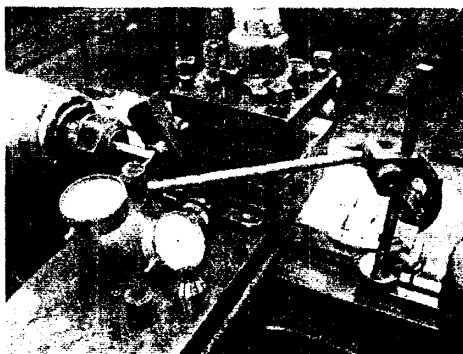


Рис. 5.33. Измерение радиальной жесткости системы "патрон-инструмент" на токарном станке модели 1А616

Выполняли нагружение и разгрузку оправки, передвигая суппорт станка в поперечном направлении (рис. 5.33). Нагружали в соответствии с данным тарированием динамометра. Для каждой цапги при диаметре оправки  $d = 12$  мм и четыре разных момента зажима на гайке ( $M_{31} = 30$  Н·м,  $M_{32} = 60$  Н·м,  $M_{33} = 100$  Н·м,  $M_{34} = 140$  Н·м) опыт повторили 3 раза.

По результатам измерений выполнили расчет жесткости системы для трех случаев и построили график отжатий

(рис. 5.34), определили среднюю жесткость для каждой цапги  $j_{cp}$  (рис. 5.35).

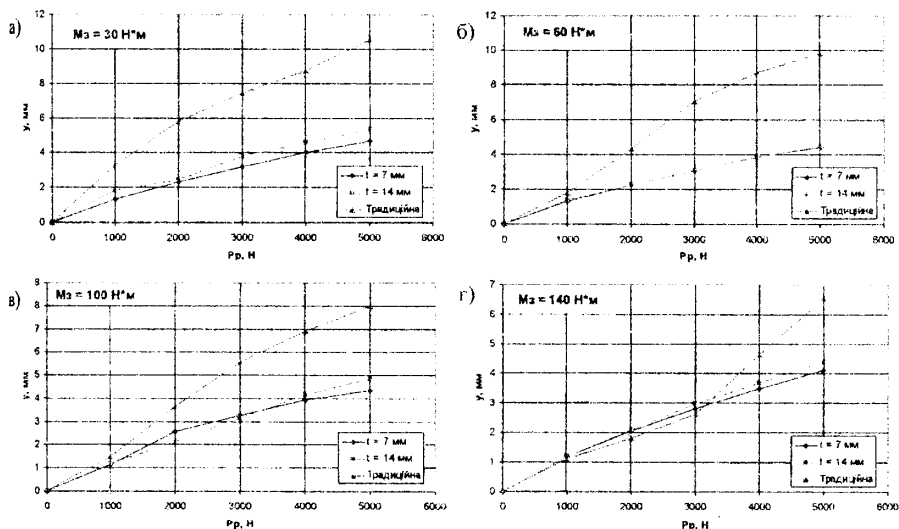


Рис. 5.34. Графики отжатий при разных моментах зажима:

а – при  $M_3 = 30$  Н·м; б – при  $M_3 = 60$  Н·м; в – при  $M_3 = 100$  Н·м; г – при  $M_3 = 140$  Н·м

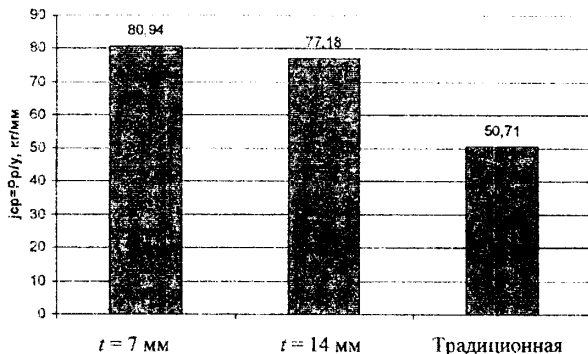


Рис. 5.35. Средняя жесткость исследуемых цанг: винтовой с шагом 7, 14 мм и традиционной

По аналогичной методике были выполнены измерения **силы проталкивания**  $R_{пр}$  в зависимости от момента зажима  $M_3$  (рис. 5.36).

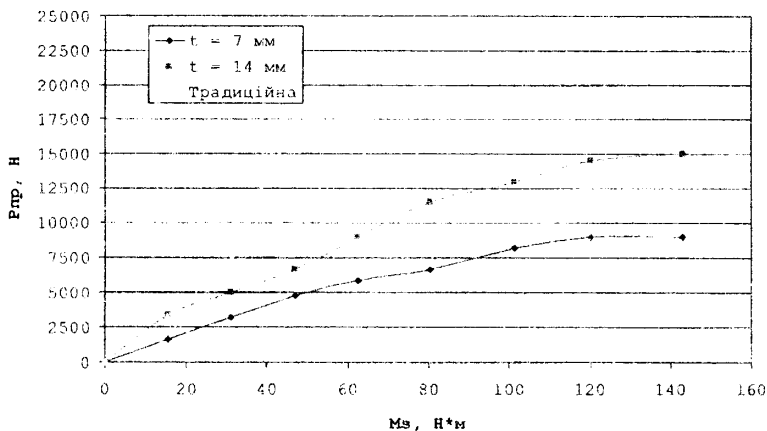


Рис. 5.36. График зависимости силы проталкивания  $R_{пр}$  от момента зажима  $M_3$

Из результатов исследований видно, что силы зажима инструмента достаточно для осуществления процесса резания.

Для измерения **радиального биения** оправки в ИЗП выполнили следующее: в ИЗП зажали оправку диаметром  $d=12$  мм; при этом поочередно использовались три цанги: с шагом винтовой линии  $t = 7$  мм,  $t = 14$  мм и традиционная; в стенд для измерения точности установили ИЗП; на столе стенда поставили магнитную стойку с индикатором; индикатор (0,001 мм) подвели к оправки; вылет оправки  $l_p = 45$  мм от торца гайки (60 мм от торца цанги) (рис. 5.37);

измеряли радиальные биения путем вращения патрона вокруг него собственной оси на угол  $180^\circ$ ; радиальные биения фиксировали как разницу крайних значений показателей индикатора и вносили в протокол испытаний.

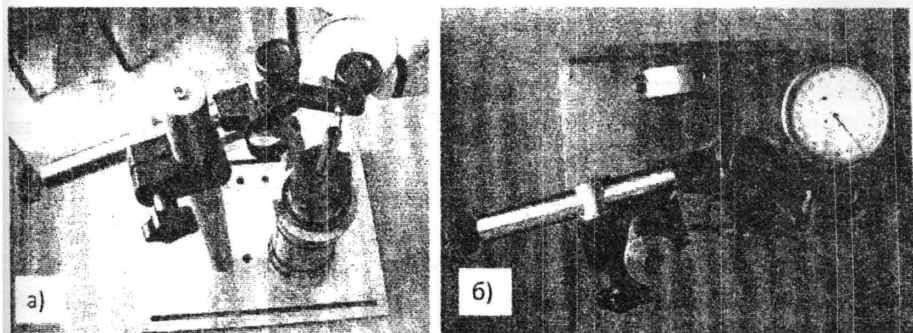


Рис. 5.37. Измерение радиальных биений оправки в ИЗП на стенде: а - общий вид; б) - вид сверху

Для каждой цанги при диаметре оправки  $d = 12$  мм опыт повторили 9 раз и записали данные измерений в табл. 5.12.

По результатам измерений построили график значений радиальных биений  $\delta$  для трёх цанг (рис. 5.38), выполнили расчет среднего радиального биения  $\delta_{ср}$  и построили график (рис. 5.39).

Таблица 5.12 Радиальные биения  $\delta$  (мм) оправки

№ замера	Радиальные биения $\delta$ (мм) оправки при зажиме в цанге		
	с шагом $t = 7$ мм	с шагом $t = 14$ мм	традиционной
1	0,014	0,013	0,021
2	0,012	0,015	0,018
3	0,015	0,011	0,020
4	0,012	0,012	0,017
5	0,013	0,011	0,002
6	0,013	0,015	0,017
7	0,016	0,014	0,019
8	0,014	0,016	0,018
9	0,017	0,013	0,021
$\delta_{ср}$	0,014	0,0133	0,019

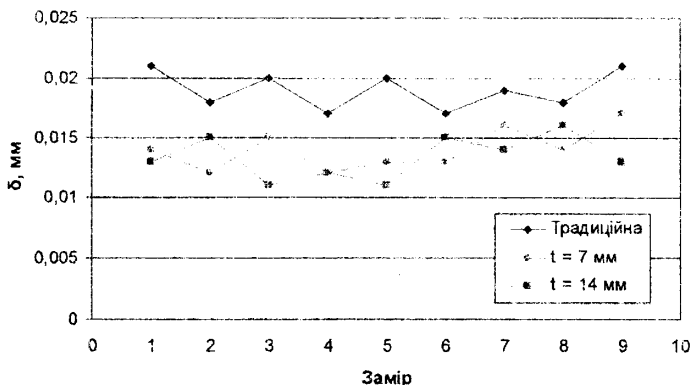


Рис. 5.38. Радиальные биения  $\delta$  исследуемых цанг

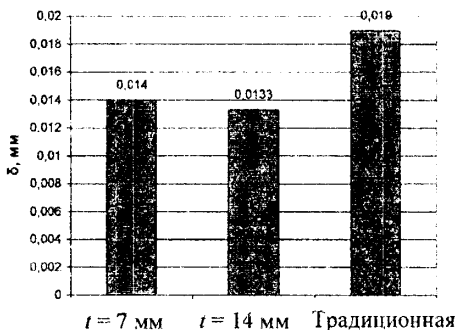


Рис. 5.39. Среднее радиальное биение  $\delta_{cp}$  цанг: винтовой с шагом 7, 14 мм и традиционной

Для цанговых патронов установлены допуски радиальных биений по 5-10 степеням точности согласно ГОСТ 24643-81. Значения радиальных биений для винтовых цанг лежат в пределах допусков 6-й степени точности.

## 5.5. Балансировка высокоскоростных ИЗП

Необходимость сокращения времени обработки и развитие новых инструментальных материалов привело к значительному увеличению частоты вращения инструмента. Квадратическая зависимость между частотой вращения шпинделя и центробежной силой, а также конструктивно обусловленной



асимметрией инструмента делают использование неотбалансированной системы «режущий инструмент–патрон» рискованной. За данными [18] в принципе балансировка становится рациональной уже при средних частотах вращения, а при более высоких (в интервале 10000 – 20000 об/мин) балансировка в одной плоскости просто необходима. При дальнейшем повышении частоты вращения она превращается в обязательную операцию, причем если необходимо добиться оптимального качества поверхности заготовки, максимально возможной стойкости инструментов и повышения срока службы шпинделя даже в двух плоскостях.

В рамках проекта «Балансировка высокоскоростных инструментальных систем» [18] разработаны единые требования к балансировке, в основу которых положены две категории: границы, исходя из которых более качественная балансировка инструмента вследствие погрешностей его закрепления в патроне становится нерациональной; границы, при соблюдении которых может быть исключена критическая вибромеханическая нагрузка на систему «инструмент-шпиндель». В результате соблюдения этих границ можно сохранять на постоянном уровне динамические нагрузки на опоры шпинделя.

Причинами возникновения дисбаланса являются как неточности изготовления поверхностей инструментальных патронов и оправок (рис.5.40,а) так и неточности зажима инструмента в инструментальных патронах и самих инструментальных патронов в шпинделе станка (рис.5.40,б) [7, 16].

Международная организация по стандартизации разработала стандарт ISO 1940/1, а Американский национальный институт стандартов – стандарт S2.19-1989, которые являются стандартами, определяющими степень балансировки [3]. В обоих стандартах используется «G-система» точности балансировки и даются рекомендации о достижимых пределах и практическом использовании. Например, класс точности балансировки G2,5 означает, что скорость вибрации не должна превышать 2,5 мм/с.

По определению ISO процесс балансировки состоит из двух операций, а именно, из определения (измерения) дисбаланса и его коррекции при необходимости.

Дисбаланс вызывает появление центробежной силы, которая влияет на плавность вращения шпинделя [7]. Зависимости величины центробежной силы от частоты вращения при различных значениях эксцентриситета центра тяжести несбалансированной массы относительно оси вращения приведены на рис.5.41 [19]. Значения центробежной силы с увеличением эксцентриситета центра тяжести несбалансированной массы относительно оси вращения и частоты вращения шпинделя увеличиваются и может иметь большие значения, например при величине эксцентриситета центра тяжести несбалансированной

массы относительно оси вращения 100 г·мм/кг и частоте вращения 40000 об/мин центробежная сила равна 1700 Н.

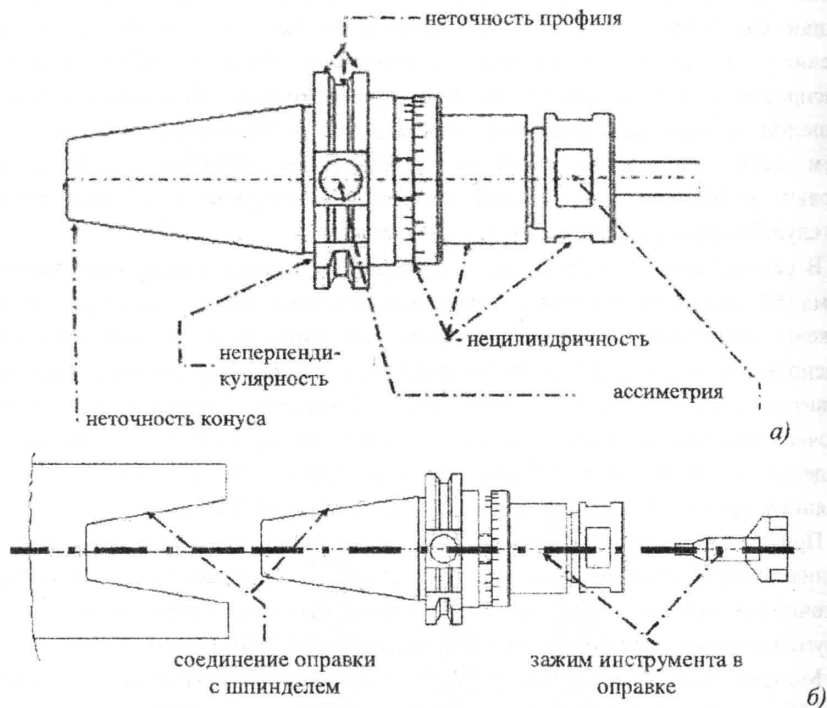


Рис. 5.40. Причины возникновения дисбаланса: а) геометрические неточности патрона; б) неточность соединения компонентов инструментальной системы

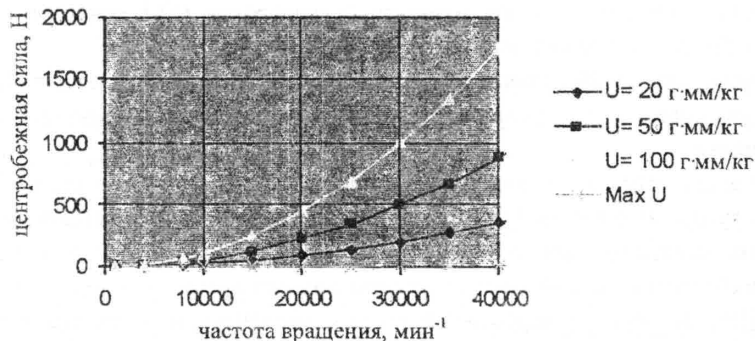


Рис. 5.41. Зависимости центробежной силы от частоты вращения при различных величинах эксцентриситета

Существуют следующие методы компенсации центробежной силы [16]: удаление в определенной точке материала путем высверливания, выфрезеровывания (рис.5.42,*а*); установкой в определенной точке дополнительной массы, например установка винтов (рис.5.42,*б*); перемещение компенсирующих масс (перемещение контргрузов, балансировочных колец) (рис.5.42,*в*).

**Балансировка в одной плоскости.** На практике балансировка оправки инструмента зачастую происходит в одной плоскости (рис.5.43,*а*). В подобных случаях доминирует радиальная погрешность центра тяжести (эксцентриситет центра тяжести) и центральная главная ось инерции и ось вращения проходят параллельно друг другу. В этом случае речь идет о «статическом» дисбалансе. Коррекция данной формы дисбаланса в общем достаточна для инструментальных оправок, которые эксплуатируются при рабочей частоте вращения вплоть до 10000 об/мин.

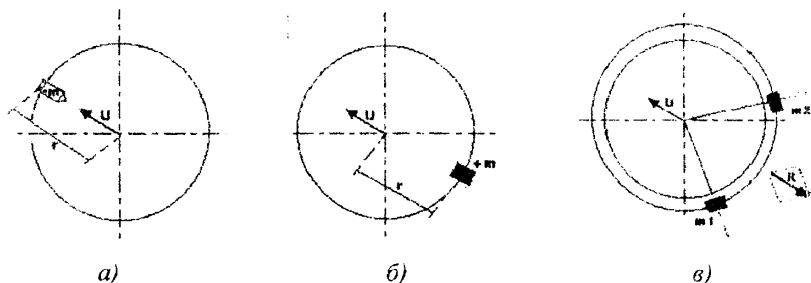


Рис. 5.42. Методы компенсации центробежной силы инструментальной системы

**Балансировка в двух плоскостях.** Балансировка на двух уровнях – это накопляющий способ рассмотрения множества отдельных дисбалансов в одном длинном роторе (рис.5.43,*б*). В данном случае ось инерции и ось вращения уже не проходят параллельно, а наклонно и эксцентрично. Речь идет о «динамическом» дисбалансе. Такая форма дисбаланса вызывает колебательные движения инструментальной системы. Данная форма дисбаланса характерна для длинных и, в особенности, для всех ассиметричных инструментов. Ее желательно применять при частотах вращения шпинделя выше 10000 об/мин. Также настоятельно рекомендуется динамически балансировать все фрезерные, сверлильные и расточные инструменты, т.е. те, которые имеют оптически заведомо ассиметричную форму, или когда инструмент сам по себе составляет большую часть от общего веса инструментальной системы.

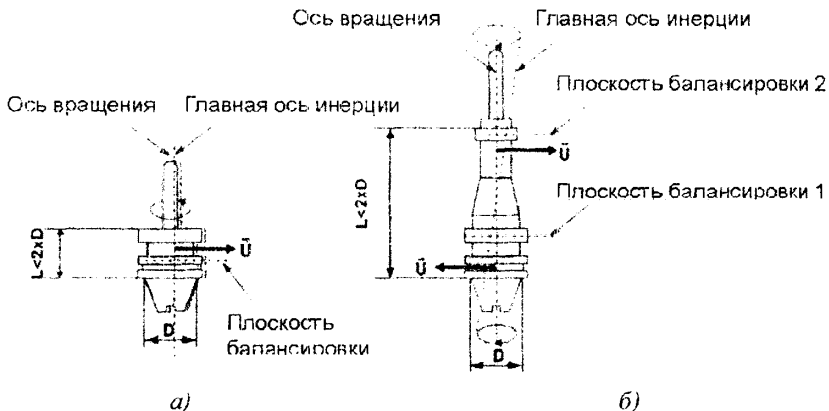


Рис. 5.43. Балансировка инструментальной системы в одной (а) и двух (б) плоскостях

Центробежная сила  $F_{ц}$ , возникающая в результате вращения несбалансированной массы  $m$ , определяется по формуле [3, 16]:

$$F_{cm} = D \cdot \omega^2, \quad (5.54)$$

где  $D$  - величина дисбаланса (кг·м), возникающего в результате вращения несбалансированной массы  $m$  с угловой скоростью  $\omega$ ,  $c^{-1}$ .

Величина дисбаланса  $D$  рассчитывается по формуле:

$$D = me, \quad (5.55)$$

где  $e$  - эксцентриситет центра тяжести несбалансированной массы относительно оси вращения, мкм или г·мм/кг.

Компенсационная масса  $m_k$  для балансировки определяется из соотношения:

$$m_k = \frac{e_{\max} m}{r}, \quad (5.56)$$

где  $e_{\max}$  - максимальный эксцентриситет, определяемый в зависимости от точности балансировки  $G$  (рис.5.44);  $r$  - радиус, на котором устанавливается компенсационная масса  $m_k$ , мм.

Рассмотрим пример определения компенсационной массы для инструмента массой  $m = 1,5$  кг с радиусом корпуса  $r = 10$  мм при частоте вращения шпинделя  $n = 10000 \text{ мин}^{-1}$  и классе точности балансировки  $G 6,3$ . По номограмме (рис.5.44) находим максимальный остаточный эксцентриситет  $e_{\max} = 9,0$  г·мм/кг. Согласно зависимости (5.56)  $m_k = 1,35$  г.

Классификация существующих возможных способов балансировки инструментальных зажимных систем приведена на рис.5.45 [15].

Балансировку инструментальных систем вне станка производят на специальных балансировочных машинах горизонтальной или вертикальной компоновки. Практически все балансировочные машины предназначены для двухплоскостной балансировки.

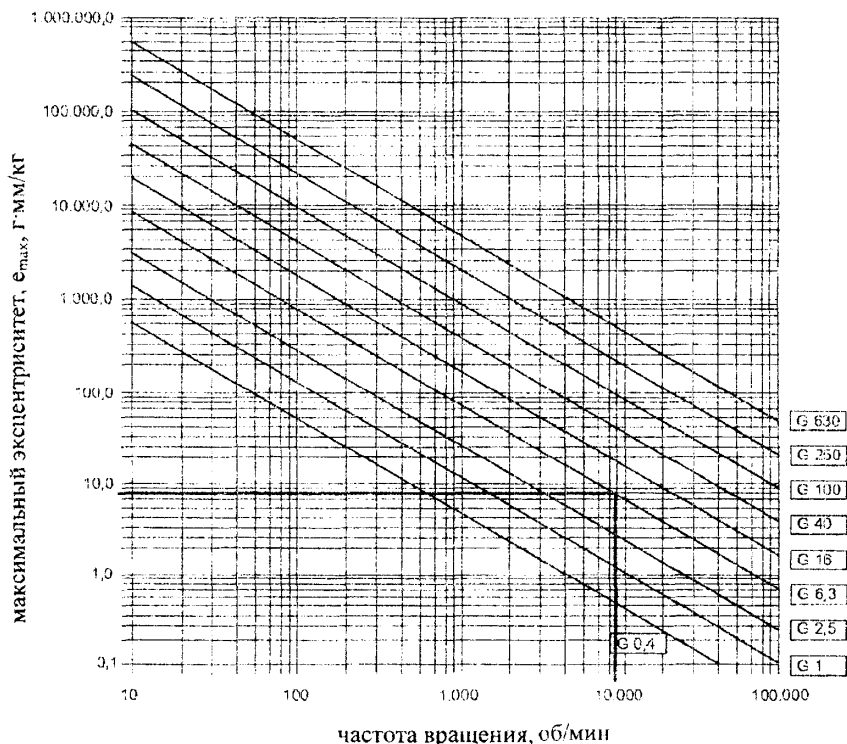


Рис. 5.44. Номограмма для определения максимального остаточного эксцентриситета

На рис.5.46 представлена схема работы вертикальной балансировочной машины Profi Tool Balancer фирмы Hofmann Mess- und Auswuchttechnik [2]. Балансировочная машина состоит из прецизионного сбалансированного шпинделя 1, в который устанавливается адаптер оправки инструментального патрона 2, в который устанавливается инструментальный патрон 3. Шпиндель приводится во вращение через ременную передачу от регулируемого двигателя 4, управляемого блоком 5. Положение шпинделя и контроль числа оборотов осуществляются с помощью инкрементного датчика 8 и сенсора числа оборотов. Для измерения уровня величин дисбаланса в плоскостях 1 и 2

(рис.5.43) служат пьезоэлектрические датчики 7. Датчики 7, 8, 9 соединены с вычислителем размеров и блоком индикации 10. Лазер с линейной оптикой 6, управляемый вычислителем размеров, служит для маркировки уравновешенного положения на балансируемом инструментальном патроне. Принтер 11 служит для вывода протокола балансировки.

Применение пьезоэлектрических датчиков вместе с приводами с варьируемым числом оборотов делают возможными балансировки при малых числах оборотов при больших исходных дисбалансах, а также прецизионную балансировку на больших числах оборотов. Особым методом расчета силы являются высокие стандарты DSP-электроники, которые предлагают не только классическую вычитательную компенсацию дисбаланса, но и существенно упрощают применение компенсирующих дисбаланс колец и передвижных грузов с помощью основанного на лазере позиционирования. Необходимые данные позиционирования выводятся прямо на дисплей и поддерживаются включенной лазерной указкой 6.

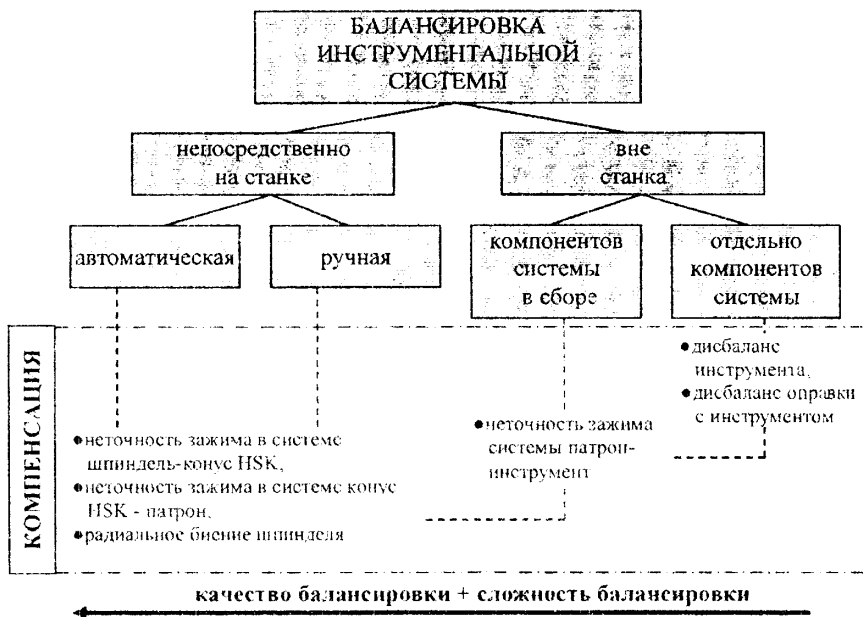


Рис. 5.45. Классификация способов балансировки инструментальных систем

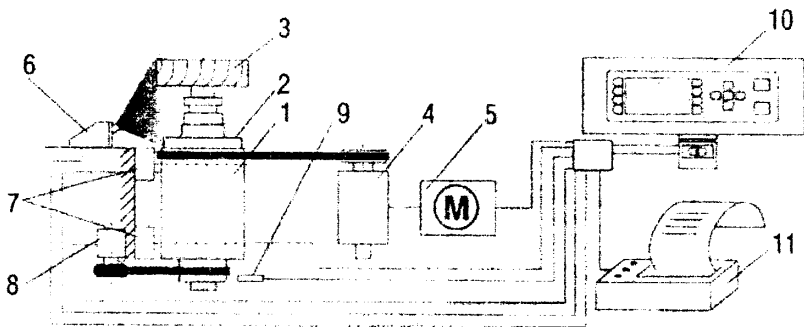


Рис. 5.46. Схема работы вертикальной балансировочной машины Profi Tool Balancer фирмы Hofmann Mess- und Auswuchttechnik

Таблица 5.13. Технические параметры балансировочных машин

Параметр	Фирма-изготовитель			
	Hofmann	Schunk	Balance Systems	Haimer
	Модель балансировочной машины			
	Profi Tool Balancer	Acuro	Best Balance 2000	Tool Dynamic TD 2002
Длина инструмента, мм	330	400	325	400
Диаметр инструмента, мм	200	350	190	380
Масса инструмента, кг	до 7,0	до 30	до 10	до 30
Масса прибора, кг	80	400	70	450
Частота вращения шпинделя машины, об/мин	400... 1200	300... 1100	-	300... 1100
Чувствительность машины, наименьший дисбаланс, г·мм	< 1,0	< 0,5	< 1,0	< 0,5
Электропитание	230В/1А	230В/1А	230В/1А	230В/1А
Потребляемая мощность, кВт	0,3	0,4	0,3	0,4
Давление сжатого воздуха, МПа	0,6	0,6	0,6	0,6

Сравнительные технические характеристики балансировочных машин Profi Tool Balancer фирмы Hofmann Mess- und Auswuchttechnik [2], Acuro

фирмы Schunk GmbH & Co. KG [10], Best Balance 2000 фирмы Balance Systems s.p.a. [11] и Tool Dynamic TD 2002 фирмы Haimer GmbH [17] приведены в табл.5.13. Все балансировочные машины работают с использованием пьезоэлектрического датчика силы. Программное обеспечение позволяет автоматически выполнять расчет класса точности балансировки, необходимой балансировочной глубины сверления или фрезерования, а также угла поворота балансировочных колец.

Достижимое качество балансировки (остаточный дисбаланс) на стационарных балансировочных машинах ограничивается влиянием трех факторов [3]. 1. Разрешающая способность балансировочных машин: вертикальные балансировочные машины с собственным шпинделем – приблизительно 0,5...1 г·мм (подавляющее большинство машин для балансировки инструментальных оправок); горизонтальные балансировочные машины без собственного шпинделя – приблизительно 0,1...0,2 г·мм. 2. Погрешность системы зажима балансировочной машины. 3. Повторяемость центрирования инструментальной наладки в переходной втулке балансировочной машины: для конуса 7:24 - 5...10 мкм; для конуса HSK - 1...3 мкм.

В результате для инструментальной системы с конусом HSK-32 массой 0,3 кг класс точности балансировки не может быть лучше 0,45 г·мм, а для наладки с конусом HSK-100 массой 6 кг - 18 г·мм (соответственно, G 0,4 и G 16 при частоте вращения 10000 об/мин). Обеспечить классы точности балансировки лучше вышеуказанных величин практически невозможно.

В последнее время ряд ведущих фирм предлагают **автоматические балансировочные системы, интегрированные в металлообрабатывающее оборудование**. Преимущества таких систем следующие: повышение качества обработки; повышение долговечности подшипников шпиндельных узлов; увеличение скорости резания; повышение стойкости инструмента; усовершенствованная безопасность оператора; невысокие требования к предварительной балансировке компонентов инструментальной системы.

Существуют разные принципы автоматического балансирования машинного оборудования. Среди них особое место занимают электромагнитные системы активного балансирования, например такие, как EMВ 7000 фирмы Hofmann Mess- und Auswuchttechnik [14]. Вращающаяся часть балансировочного устройства состоит из двух балансировочных роторов, свободно вращающихся вокруг центральной оси на подшипниках качения (рис.5.47,а). Вокруг балансировочных роторов находятся статорные обмотки, которые неподвижно крепятся к корпусу. Между балансировочными роторами и статорами существует воздушный зазор, величина которого приблизительно равна 0,5 мм.



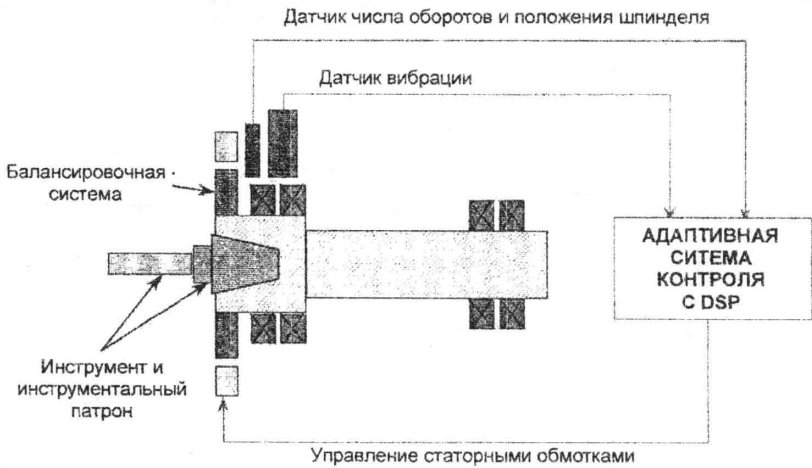
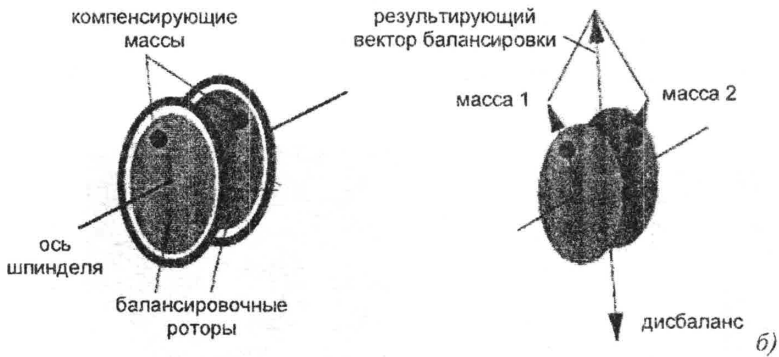
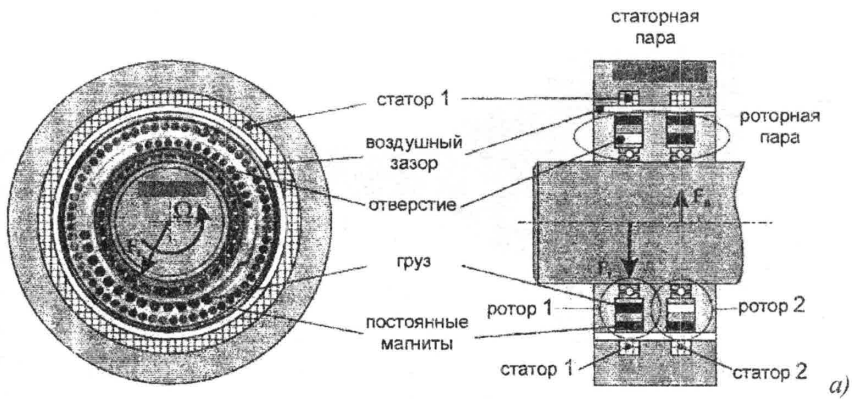


Рис. 5.47. Конструктивная схема электромагнитного балансировочного устройства (а), принцип балансировки (б) и функциональная схема адаптивной балансировочной системы (в)

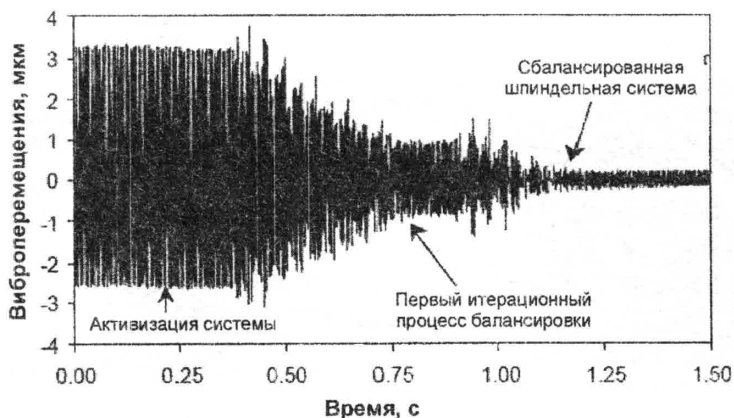


Рис. 5.48. Величины вибраций корпуса шпинделя на протяжении процесса балансировки интегрированной в шпиндель электромагнитной балансировочной системой

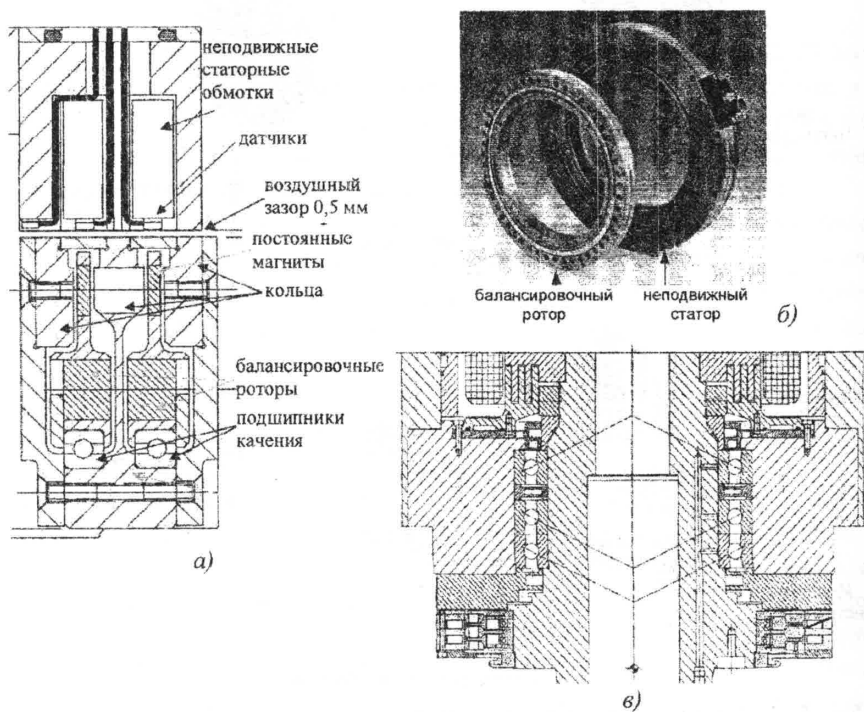


Рис. 5.49. Конструктивное исполнение балансировочного устройства (а), его общий вид (б) и установка на шпиндельный узел станка (в)

Статорные обмотки служат для удерживания балансировочных роторов в определенном положении относительно вращающегося шпинделя. Система работает по способу распорного угольника (рис.5.47,б), при котором результирующий вектор балансировки определяется положением корректирующих масс балансировочных роторов и направлен противоположно вектору действия центробежной силы от дисбаланса вращающейся системы [12, 13]. Быстродействующий контроллер собирает информацию от датчиков числа оборотов и положения шпинделя, а также от датчика вибраций и вычисляет положение дисбаланса вращающейся системы (рис.5.47,в). После этого контроллер дает такие сигналы управления на статорные обмотки балансировочного устройства, что бы расположить оба балансировочных ротора в оптимальной позиции для компенсации дисбаланса. Скорость вычисления положения компенсирующих масс балансировочных роторов (их взаимный угол расположения и позиция), а также установка по этим данным балансировочных роторов происходит в течении 1 с. (рис.5.48) [13].

Используемый адаптивный алгоритм регулирования обучает систему для каждого случая балансировки, оптимизирует процесс балансировки и может автоматически приспосабливаться к каждой новой возникшей ситуации.

Такая система имеет небольшие габариты, легко интегрируется в шпиндельные узлы металлорежущих станков, работает при температурах -20...+150°C и частотах вращения до 60000 об/мин. Общий вид балансировочного устройства, его конструктивное исполнение и установка на шпиндельный узел металлорежущего станка представлены на рис.5.49.

## Литература к главе 5

1. Алямовский А.А. SOLID Works/ COSMOS Works. Инженерный анализ методом конечных элементов. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с.
2. Балансировочные станки для инструментальных оправок. Проспект фирмы Hofmann Mess- und Auswuchttechnik GmbH & Co.KG, Pfungstadt, 2006, 7 с.
3. Григорьев С.Н., Кохомский М.В., Маслов А.Р. Инструментальная оснастка станков с ЧПУ: Справочник/ Под общ. ред. А.Р. Маслова. – М.: Машиностроение, 2006. – 544 с.
4. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений [ Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп.] / В.С. Корсаков. – М., Машиностроение, 1983. – 277 с.
5. Кузнецов Ю.М. Експериментальні дослідження високошвидкісного інструментального затискного патрону з пружним елементом затиску/

- Ю.М. Кузнецов , В.Б. Фіранський , О.В.Грисюк , В.Н. Волошин // Вісник ХНТУСГ, 2008, № 45, С. 294-299.
6. Кузнецов Ю.Н., Хасан Аль-Дабас, Неделчева П.М. Компьютерное моделирование и исследование силовых характеристик эксцентрикового сверлильного патрона// Міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин», Кіровоград. – 2006. – вип. 36. – с. 247 – 252.
  7. Рогов В.А., Позняк Г.Г., Соловьев В.В. Теоретические возможности балансировки патронов и шпинделей быстроходных металлорежущих станков. – Сб. Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем// Збірник наукових праць, вип.12, Краматорськ, 2002. – с.71 – 78.
  8. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник// Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под ред. Ю.Н. Кузнецова. – К.: Техника; София: Техника, 1988. – 222 с.
  9. Шелюфаст В.В. Основы проектирования машин. / В.В. Шелюфаст. – М.: Изд-во АПМ. 2004 г. – 472 с.
  10. Acuro. Balancing system for tool holders, grinding wheels and rotors. Operating manual. Schunk GmbH & Co. KG, Lauffen/Neckar, 2003, 99 s.
  11. Best Balance 2000. Проспект фирмы Balance Systems s.p.a., Milano, 2001, 4 с.
  12. Danz G. Automatische Spindel-Auswuchtssysteme rationalisieren die HSC-Bearbeitung// Maschinenmarkt. – 1998. – №48. – с. 26 – 32.
  13. Dyer Stephen W. Adaptive optimal control of active balancing systems for high-speed rotating machinery. TU Michigan, Diss., 1999. – 145 s.
  14. Elektromagnetisches Auswuchtssystem EMB 7000. Проспект фирмы Hofmann Mess- und Auswuchttechnik GmbH&Co.KG, Pfungstadt, 2007, 4 с.
  15. Philipp Andrae. Hochleistungserspanung von Aluminiumknetlegierungen. Diss. TU Hannover, 2002. – 142 s.
  16. Tool balancing (high speed cutting). Презентация фирмы Balance Systems s.p.a., 2007. – 38 с.
  17. Tool Dynamic. Modulares Auswuchtssystem. Проспект фирмы Haimer GmbH, Igenhausen, 2008, 12 с.
  18. Wurz T., Huerkamp W., Aschenbach B., Neumann J. Abschlußbericht zum AiF-Forschungsprojekt B11058/1 «Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu unwuchtbedingten Prozeßinstabilitäten am System Spindel-Spannzeug/Adapter-Werkzeug und deren Unterbindung – ein systembezogener Lösungsansatz», Darmstadt/Schmalkalden, 1999.

# ГЛАВА 6. РАСЧЕТЫ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ ЗАЖИМНЫХ ПАТРОНОВ

## 6.1. Жесткость лепестков цанг

Цанги являются основным элементом в цанговых зажимных патронах. Конструктивное исполнение, качество изготовления и работоспособность цанг зависят от силовых, прочностных и фрикционных характеристик, разброс которых определяется аналогично разбросу характеристик ЗМ.

Жесткость лепестков, являясь одной из основных силовых характеристик зажимных цанг, влияет на изменение силы, жесткости, точности и прочности зажима, а для саморазжимных цанг - на необходимую величину деформации предварительно напряженного состояния лепестков. Деформации, измеренные в различных точках лепестка и заделки зажимной цанги при различных силах затяжки  $S_{\Sigma}$ , показали, что заделка лепестка в конце разрезки (месте заделки) имеет податливость как цилиндрическая оболочка и поворачивается на некоторый угол (рис. 6.1, а).

Если сила  $P$  приложена в начале губки (в точке  $K$ ) с моментом инерции ее среднего поперечного сечения  $I_g$ , то жесткость изгиба на вылете  $l_e + b$  (рис. 6.1, б) [13, 18, 39]

$$C_K = \frac{P}{y_K} = \frac{3EI_n}{\xi I_n^3 - b^3(I_g - I_n) / (I_g - I_n) + I_n \varepsilon l_n (1 + 2\lambda l_n)}, \quad (6.1)$$

где  $\xi$  - коэффициент, учитывающий изменение поперечного сечения лепестка в продольном направлении ( $\xi = 1$  - для постоянного сечения лепестка  $\xi = 1,5$  - для сечения лепестка, равного сопротивлению изгибу);  $I_n$  - момент инерции лепестка в сечении заделки относительно нейтральной оси;  $l_n$  - длина лепестка;  $b$  - длина губки;  $\varepsilon$  - постоянная заделки лепестка;  $\lambda$  - коэффициент затухания деформаций в цилиндрической оболочке (табл. 6.1);  $y_K$  - стрела прогиба лепестка в точке  $K$ .

Если сила  $P$  приложена в конце губки (начале лепестка - точке  $A$ ), то жесткость изгиба на вылете  $l_n$

$$C_A = \frac{P}{y_A} = \frac{3EI_n}{\xi I_n^3 + I_n \varepsilon l_n (1 + 2\lambda l_n)} \quad (6.2)$$

где  $y_A$  - стрела прогиба лепестка в точке  $A$ .

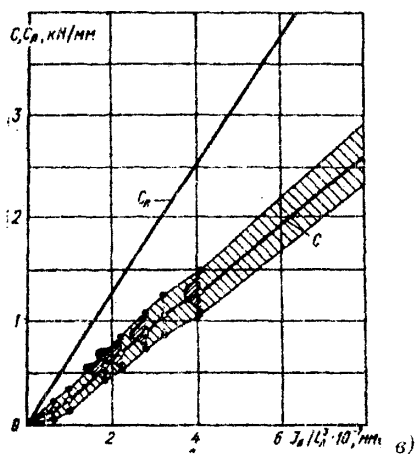
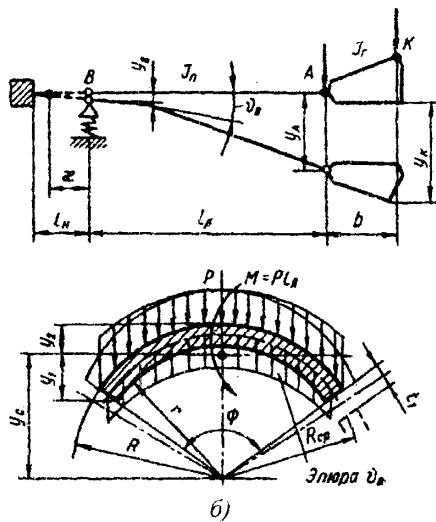
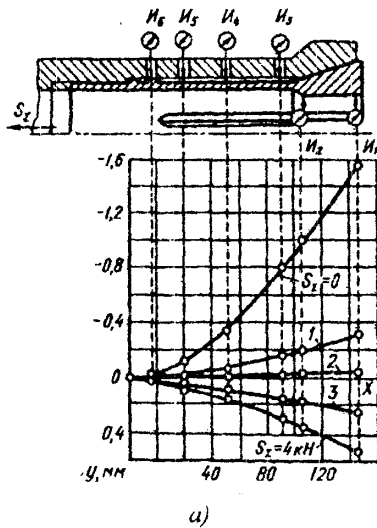


Рис. 6.1. Упругая линия лепестка цанги (а), расчетная схема для определения жесткости лепестка цанги (б) и зависимости ее от конструктивных параметров (в)

Для различных трехлепестковых цанг получена зависимость жесткости лепестка  $C_n$  от  $l_n/l_1^3$  (рис.6.1,в), не являющаяся строго линейной.

Жесткость лепестка  $C_n$  при абсолютно жесткой заделке в 2 и более раз выше фактической  $C$ , особенно для малой длины лепестка. С увеличением длины лепестка влияние податливости его заделки снижается [13]. При определении коэффициентов  $\lambda$  и  $\epsilon$  необходимо учитывать положение и сечение направляющего пояска цанги по следующим соображениям. Если расстояние от конца разрезки до направляющего пояска  $l_n \geq \chi$ , при расчете  $\lambda$  и  $\epsilon$  следует брать радиусы сечения лепестка.

Если  $0 \leq l_n < 0,5\chi$ , можно брать среднеарифметическое значение радиусов сечений лепестка и направляющего пояска.

Иногда для упрощения конструкции ЗМ применяют саморазжимные цанги с жесткостью лепестка  $C_n$  в точке К (табл.6.2). Чтобы обеспечить возврат

Таблица 6.1. К расчету поперечного сечения лепестка цанги

Параметр	Обозначение (рис.5.16,б)	Формула
Центральный угол, ...°	$\psi$	$\frac{360^\circ}{z} - 2 \arcsin \frac{t_1}{R+r}$ ; $z$ - число лепестков; $t_1$ - ширина разрезки лепестка
Момент инерции относительно центральной оси, мм <sup>4</sup>	$I_a$	$K_1(R^4 - r^4) - K_2 \frac{(R^3 - r^3)^2}{R^2 - r^2}$ ; $K_1 = 0,125(0,011745\psi + \sin \psi)$ ; $K_2 = 25,4649(1 - \cos \psi)/\psi$
Координата центра тяжести, мм	$y_c$	$K_3 \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$ ; $K_3 = \frac{76,394}{\psi^0} \sin \frac{\psi}{2}$
Площадь, мм <sup>2</sup>	$F_n$	$K_4(R^2 - r^2)$ ; $K_4 = 0,00872\psi$
Постоянная заделка (при $\psi_0 = 360^\circ/z$ ), мм <sup>2</sup>	$\varepsilon$	$K_5 \frac{1}{(R-r)^2}$ ; $K_5 = 16300(0,01745\psi + \sin \psi) \frac{1}{\psi^2}$
Коэффициент затухания, мм <sup>-1</sup>	$\lambda$	$\frac{\sqrt{12(1-\mu_n)}}{\sqrt{(R^2 - r^2)^2}}$ (при $\mu_n = 0,3$ ; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\lambda = 1,815/\sqrt{R^2 - r^2}$
Расстояние до крайних внутренних волокон, мм	$y_1$	$y_c = r \cos \frac{\psi}{2}$
Расстояние до крайних наружных волокон, мм	$y_2$	$R - y_c$
Расстояние от начала лепестка до центра вращения, мм	$x_{н.в}$	$\frac{\xi I_n^3 + I_n \varepsilon I_n (1 + 2\lambda I_n)}{1,5 \xi I_n^2 + I_n \varepsilon (1 + 2\lambda I_n)}$
Угол поворота заделки, рад	$\vartheta_n$	$\frac{\varepsilon(1 + 2\lambda I_n)}{3EI_n}$
Длина участка затухания, мм	$\chi$	$\frac{\pi - \operatorname{arctg}(1 + 2\lambda I_n)}{\lambda}$

всех деталей 3М в положение, соответствующее разжиму заготовки, и свободное прохождение прутка максимального (в пределах допуска) диаметра, лепестки цанги необходимо предварительно развести на величину  $\delta_0$ , при которой в напряженном рабочем состоянии создается определенная осевая сила  $Q_p$  [13, 25]:

$$\delta_0 = \frac{Q_p(l_c + a) \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) + 0,5D_K - y_c}{z l_c C} + \Delta_{\min} + 0,5(d_{\max} - d_0), \quad (6.3)$$

где  $\Delta_{\min}$  - минимальный зазор между губкой разжатой цанги и прутком наибольшего возможного диаметра  $d_{\max}$  равный 0,1...0,3 мм;  $d_0$  - диаметр рабочего отверстия цанги;  $a$  - длина конической части цанги;  $D_K$  - наружный диаметр конуса цанги;  $y_c$  - координата центра тяжести лепестка;  $z$  - количество лепестков;  $\alpha$  - половина угла конуса цанги;  $\varphi$  - угол трения в коническом сопряжении губки цанги и шпинделя. Угол разводки лепестка, рад, обеспечивающий  $\delta_0$ ,  $\vartheta_p = \delta_0/x_{y.c}$ . Стрелу разводки лепестка у переднего конца губки длиной  $b$  определяют по формуле  $\delta_p = \delta_0 + \vartheta_p b$ .

Прочность и долговечность работы цангового патрона во многом определяется нормальными напряжениями в сечениях лепестков цанги, значения которых при отклонениях диаметра зажимаемого прутка от диаметра рабочего отверстия цанги различны (рис.6.2,а,б). Анализ осциллограмм напряжений в конце  $\delta_k$ , середине  $\sigma_c$  и начале  $\sigma_n$  лепестка (рис.6.2,з) показал [34], что преобладающими по значению являются напряжения изгиба в конце разрезки, пропорциональные осевому перемещению цанги (или, что то же самое, отклонению диаметра прутка  $\Delta d$  (рис.6.2,д)). Это, значит, что напряжения увеличиваются (и значительно при большой разводке лепестков) с уменьшением диаметра зажимаемого прутка  $d$  и достигают максимума при  $d_{\min}$ . Нормальные напряжения  $\sigma_c$  в середине лепестка с увеличением диаметра зажимаемого прутка сначала уменьшаются (при  $d < d_0$ ), а затем увеличиваются, так как при  $d > d_0$  возрастают растягивающие напряжения  $\sigma_p$  в зависимости от осевой силы затяжки. Напряжения в начале лепестка  $\sigma_i$  резко возрастают при разжипе прутка диаметром  $d > d_0$  (рис.6.2,д). Объясняется это тем, что при затяжке цанги с возрастанием силы  $S_c$  (рис.6.2,а) продольная кривизна лепестка уменьшается, а при уменьшении этой силы до нуля сначала лепесток возвращается в исходное положение (искривление его сопровождается ростом напряжений), затем перемещаются губки цанги. Резкие изменения напряжений в середине и начале лепестков зажимных цанг могут явиться причиной их поломок при появлении усталостных напряжений или плохой термообработке. Поломка губки может произойти при большом



Таблица 6.2 К выбору условий надежного саморазжима цапг

Схема	Условие
	$\alpha > \varphi; Q_p > F_T; C_K \geq \frac{K \sum G f \cdot \operatorname{ctg}(\alpha - \varphi)}{\delta_n + \Delta_{\min}};$ <p><math>\sum G</math> - суммарная масса всех подвижных частей (труб зажима и подачи, прутка и связанных с ними деталей). Без подающей цапги</p>
	$Q_p > F_T + P_n; C_K = \frac{(K \sum G f + P_n) \operatorname{ctg}(\alpha - \varphi)}{\delta_n + \Delta_{\min}};$ <p><math>P_n</math> - сила проталкивания в подающей цапге, приходящаяся на один лепесток зажимной цапги. С подающей цапгой</p>
	$Q_p > F_T + P_n + T \mu_2;$ $T = \frac{S_{\Sigma} k_n}{z}.$ <p>С подающей цапгой и упором*</p>
	$C_K > \frac{P_{np} \operatorname{tg} \varphi}{\delta_n + \Delta_{\min}}; P_{np} > K \sum G' f';$ $\sum G' = G_1 + G_2;$ <p><math>G_1, G_2</math> - масса трубы зажима и втулки</p>
	$C_K > \frac{P_{np} \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}{(\delta_n + \Delta_{\min}) [1 - \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi)]}$

Схема	Условие
	$\alpha > \varphi + \varphi'; Q_p > F_T + F_T';$ $C_K > \frac{F_T + C_y(\delta_n + \Delta_{\min})[f - \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)]}{(\delta_n + \Delta_{\min})\operatorname{tg}(\alpha - \varphi)};$ $F_T = G_1 f, G_1 - \text{масса трубы зажима и связанных с ней деталей}; f' = \operatorname{tg}\varphi'$
	$C_K > \frac{\sum G f'}{(\delta_n + \Delta_{\min})[\operatorname{tg}(\alpha_1 - \varphi) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi)]};$ <p style="text-align: center;">при <math>\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha</math>;</p> $C_K > \frac{\sum G f'}{2(\delta_n + \Delta_{\min})\operatorname{tg}(\alpha_1 - \varphi)};$ $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi; \Delta_1 = \Delta_2 = \Delta; d_{10} = d_{20}$
	$1) C_{K1} > \frac{K \sum G f' - \frac{1}{z} C_{y.e} \Delta_{y.e}}{\delta_n + \Delta_{\min}} \operatorname{ctg}(\alpha_1 - \varphi);$ $2) C_{K1} > \frac{\frac{1}{z} C_{y.e} \Delta_{y.e} \operatorname{ctg}(\alpha_2 - \varphi)}{\delta_n + \Delta_{\min}};$ $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi; \Delta_1 = \Delta_2 = \Delta; d_{10} = d_{20};$ $\Delta_{y.e.} = \left( \frac{\Delta d}{2} + \Delta_{\min} \right) \left( \operatorname{ctg}\alpha_1 - \operatorname{ctg}\alpha_2 \right)$

\* Всегда принудительный разжим (или при упоре не разжимать).

Примечание. Условные обозначения:  $n - n, n_1 - n_1, n_2 - n_2$  - нормали к коническим поверхностям губок цанг одинарного и двойного зажимов (спереди и сзади), проходящие через точки контакта  $K, K_1, K_2$ ;  $F_T, F_T'$  - силы трения подвижных частей ЗМ внутри шпинделя;  $R_y$  - сила упругости лепестка;  $\delta_n$  - величина разведенного лепестка при настройке;  $f = 0,15 \dots 0,2$  и  $f' = 0,1$  - коэффициенты трения;  $P_{np}$  - сила пружины;  $C_{y.e.}$  и  $\Delta_{y.e.}$  - жесткость и деформация упругого элемента;  $\alpha, \alpha_1, \alpha_2$  - половины углов конусов губок.

отклонении  $\Delta d$  (рис.6.2,в), вызывающем увеличение смещения  $y_0$  и зазора  $\Delta'_k$ .

На изменение силовых характеристик цанговых патронов в процессе работы влияет износ рабочего отверстия и конической поверхности зажимной цанги [39]. При этом цанга становится негодной, когда радиальная сила зажима уменьшается до такой предельной величины  $T_{\Sigma \min}$ , которая даже при максимальной осевой силе  $S_{\Sigma \max}$  привода и ограниченной прочности звеньев ЗМ не исключает осевого проскальзывания или прокручивания обрабатываемого прутка.

Условие работоспособности зажимной цанги в упрощенном виде можно представить как  $k_n > k_{\min}$ . Долговечность цанги тем выше, чем меньше жесткость ее лепестков (при достаточной их прочности) и приведенный угол трения  $\varphi_{np}$ , который зависит от угла контакта  $2\beta_0$ . Чем больше разность диаметров прутка  $d$  и рабочего отверстия цанги  $d_0$ , тем меньше угол  $2\beta_0$ , а следовательно, и угол  $\varphi_{np}$ .

Работу цанги до выхода ее из строя можно разбить на три периода (рис.6.2,е): *I* – постоянное уменьшение коэффициента усиления  $k_n$  по мере износа острых кромок рабочего отверстия на величину  $\Delta d$  (смещение  $y_0 > 0$ ); *II* – резкое уменьшение при переходе контакта со шпинделем от середины к кромкам ( $y_0 = 0$ ). В этот период коэффициент усиления уменьшается до  $k_n \cos \gamma_k$ , где  $\gamma_k$  – половина угла кромочного контакта губки цанги со шпинделем; *III* – постепенное уменьшение  $k_n$  по мере износа острых кромок конической поверхности губок и рабочего отверстия ( $y_0 < 0$ ). В этот период может произойти поломка лепестков из-за перенапряжения вследствие увеличения изгибных деформаций.

Из рис.6.2,е видно, что при одинаковом начальном значении коэффициента усиления  $k_{n\max}$  запас на износ выше ( $\Delta_{H2} > \Delta_{H1}$ ) у цанги с большим количеством лепестков ( $z_2 > z_1$ ). Если диаметр  $d_0$  выполнить равным номинальному диаметру прутка  $d_n$ , то запас на износ резко уменьшится и станет равным  $\Delta_{H1}$  для  $z_1$  и  $\Delta_{H2}$  для  $z_2$ . Практика показала, что срок службы цанги тем выше, чем больше количество лепестков  $z$  и отклонение  $\Delta d$ .

У различных станков-автоматов при обработке стальных прутков средняя долговечность зажимных цанг, оцениваемая числом циклов работы  $N_{\text{ц}}$  (количеством обработанных деталей) с момента постановки на станок, составляет  $(6,5 \dots 15) \cdot 10^4$  циклов, а долговечность подающих цанг, определяемая величиной пути износа  $L_n$ , – 885...2480 м. Срок службы цанг при зажиме и подаче латунного прутка в 1,5...4 раза выше, чем для стального прутка, что

объясняется разницей в твердости между прутком и цангой, вследствие чего исключаются заедания. Среднестатистические значения долговечности цанг служат исходными данными для планирования расхода и задела цанг на заводах, эксплуатирующих токарные прутковые автоматы.

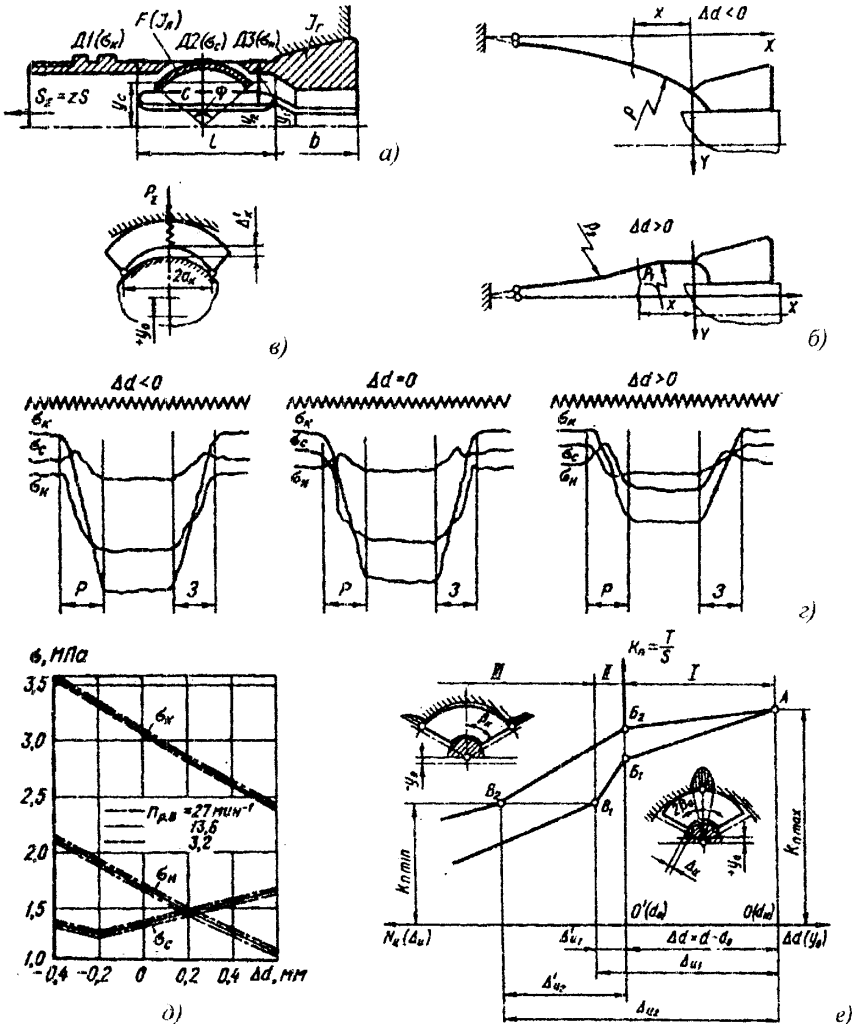


Рис. 6.2. Изменение нормальных напряжений в лепестках (а, б, г, д), зубках (в) при зажиме-разжиме и коэффициента усиления патрона при износе цанги (е): 3 – зажим; Р – разжим; Д1, Д2, Д3 – тензодатчики, наклеенные соответственно в конце, середине и начале лепестка

Нормальные напряжения в конце лепестка (разрезки), которые возникают в крайних наружных и внутренних волокнах при зажиме прутка минимального диаметра, т.е. на расстоянии  $y_1$  и  $y_2$  от центра тяжести сечения лепестка, можно определить по формуле  $\sigma = \sigma_u \pm \sigma_p$ , где  $\sigma_u$  — напряжения изгиба;  $\sigma_p$  — напряжения растяжения от осевой силы  $S$ .

Считая, что  $\sigma_u = M_u/W = M_u y/l_n$ , после преобразований получаем

$$\sigma_{\text{к.н.}} = [3E(\delta_0 + 0,5\Delta d)y_1] / [\xi l_n^2 + l_n \epsilon(1 + 2\lambda l_n)] \pm S/F_n. \quad (6.4)$$

## 6.2. Расчет сил зажима вращающегося цилиндрического инструмента

При проектировании ИЗП необходимо обеспечивать силу зажима. Для этого требуются такие исходные данные, как вид обрабатываемых заготовок и инструмента, их материал, принятый технологический процесс обработки и действующие при этом силы резания, требования к точности обработки, особенности компоновки и конструкции станка [1, 8, 12, 16, 22, 32, 33, 34, 42, 43].

Существует несколько распространённых схем закрепления и нагружения вращающихся объектов — режущих инструментов с цилиндрическим хвостовиком (рис.6.3). При зажиме вращающегося сверла диаметром  $d$  необходимо предотвратить его прокручивание и осевое проскальзывание при сверлении (рис.6.3,а) за счёт тангенциальных сил  $R_1 = T\mu_1$  ( $\mu_1$  — коэффициент сцепления при прокручивании) и осевых сил  $R_2 = T\mu_2$  ( $\mu_2$  — коэффициент сцепления при проскальзывании).

При зажиме вращающегося инструмента (концевой фрезы при торцевом фрезеровании) диаметром  $d$  необходимо предотвратить прокручивание от момента резания  $M_p$ , вызванного тангенциальной силой резания  $P_z$  и моментом сверления (рис.6.3,б).

При малой базе зажима  $b_n$  (рис.6.3,в) необходимо предотвратить прежде всего вырыв инструмента под действием момента  $M_u = P_p l_p$  от нормальных сил резания, а также его прокручивание под действием момента  $M_p$  от тангенциальных сил резания. В случае отсутствия конкретного распределения силы зажима (см. рис.6.3,б) необходимо учитывать характер их распределения вдоль образующей объекта закрепления, а значит вдоль образующей зажимных элементов (рис.6.3,г).

Для вращающегося инструмента высокой жесткости необходимую силу зажима  $T$  определяют из следующих трех условий [34, 39]:

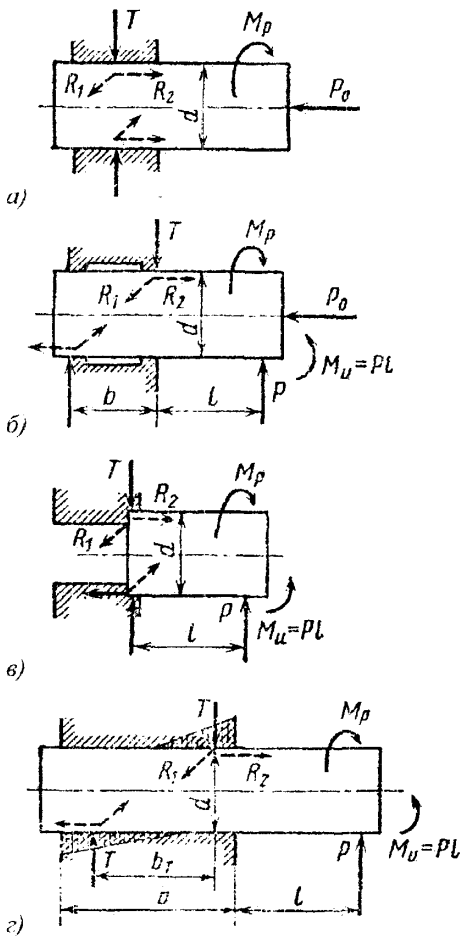


Рис. 6.3. Схемы закрепления и нагружения вращающегося объекта: а – при сверлении; б – при сверлении (или консольном фрезеровании); в – при обработке с малой базой зажима; з – при обработке с большой базой зажима

центробежная сила неуравновешенного элемента;  $G_u$  и  $R_u$  - соответственно сила тяжести и координата (радиус) центра тяжести зажимного элемента (губки и лепестка цанги);  $\omega$  - угловая скорость вращения шпинделя;  $g$  - ускорение свободного падения;  $k_{n1}$  - коэффициент усиления передаточного звена патрона;  $S_2$  -

1) момент закрепления  $M_{np}$ , удерживающий инструмент от прокручивания, должен быть больше крутящего момента  $M_p$  от составляющих сил резания, стремящихся повернуть инструмент вокруг оси вращения ( $M_{np} > M_p$ );

2) при отсутствии упора суммарная осевая сила сцепления  $P_{np}$  должна быть больше суммарной осевой силы резания  $P_0$  ( $P_{np} > P_0$ );

3) момент зажима  $M_a$  от силы сцепления, удерживающий инструмент от вырыва, должен быть больше изгибающего момента  $M_u$  от составляющих сил резания, стремящихся вывернуть инструмент относительно точки опоры ( $M_a > M_u$ ).

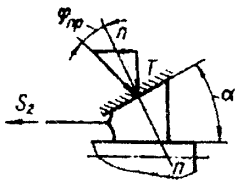
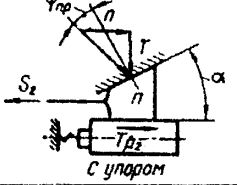
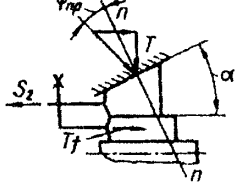
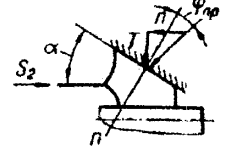
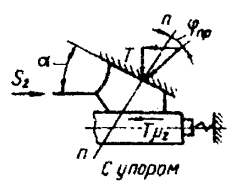
При закреплении невращающихся инструментов силу  $T_z$  можно определить из последних двух условий.

Суммарная осевая сила зажима в цанговом патроне  $S_z = z(S_1 + S_2)$ , где  $S_1 = Rk_{n1}$  - осевая сила, необходимая для выборки зазора  $\Delta$  между губкой и инструментом;  $R = R_y + R_u$ ;  $R_y = C\Delta$  - сила упругости;  $C$  - изгибная жесткость в месте контакта;  $R_u = G_u R_u \omega^2 / g$  -

осевая сила, приходящаяся на один зажимной элемент и необходимая для натяга системы, т. е. обеспечения радиальной силы зажима  $T$ .

Формулы расчета осевой силы  $S_2$ , развивающей силу  $T$ , для различных схем цанговых патронов с одинаковым зажимом приведены в табл.6.3. Для нецанговых патронов принимают  $S_1 = 0$ .

Таблица 6.3. К расчету осевой силы  $S_2$  ( $d = d_0$ ) при одинарном зажиме

Расчетная схема	Формула
	$S_2 = T \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})$
 <p style="text-align: center;">с упором</p>	$S_2 = T \cdot [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + \mu_2]$
	$S_2 = T \cdot [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + f]$
	$S_2 = T \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})$
 <p style="text-align: center;">с упором</p>	$S_2 = T \cdot [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + K_1 \mu_2]$

Расчетная схема	Формула
	$S_2 = T \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) \cdot \operatorname{tg}\varphi'}$
	$S_2 = T \frac{1 - \mu_2 \operatorname{tg}\varphi'}{c \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) - \operatorname{tg}\varphi'}$
	$S_2 = T \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})}{1 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) \cdot \operatorname{tg}(\beta - \varphi')}$
	$S_2 = T \frac{1 + \mu_2 \operatorname{tg}(\beta - \varphi')}{c \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + \operatorname{tg}(\beta - \varphi')}$
	$Q = T \frac{R_2 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})}{R_1 (1 + f_1^2)} \left[ \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) + f_1 \frac{R_3}{R_2} \right]$
<p>Примечание. Условные обозначения: <math>n-n</math>, <math>n_1-n_1</math>, <math>n_2-n_2</math> - нормали коническим и торцевым поверхностям цанги; <math>\varphi_{np}</math> - приведенный угол трения в коническом сопряжении; <math>\varphi'</math> - угол трения об упорную гайку; <math>\alpha = 15^\circ</math> - половина угла конуса цанги; <math>f, f_1</math> - коэффициенты трения; <math>\mu_2</math> - коэффициент сцепления при осевом проскальзывании; <math>R_1, R_2</math> - радиусы рукоятки зажима и резьбы; <math>Q</math> - сила на рукоятке зажима.</p>	



### Уточненный поэтапный расчет сил зажима в цанговом патроне

Осевая сила, передаваемая цанговому патрону от привода, расходуется на преодоление сил упругости лепестков цанг и деформации пружин; сил трения, возникающих в трущихся поверхностях при поступательном перемещении деталей механизма; сил инерции поступательно перемещающихся и вращающихся деталей (если зажим происходит при вращающемся шпинделе), а также на создание необходимой суммарной силы затяжки цанги, обеспечивая требуемое удельное давление на поверхности зажима.

К зажимной цанге должна быть приложена такая суммарная осевая сила затяжки  $S_{\Sigma} = zS$  ( $z$  - количество губок;  $S$  - осевая сила, приложенная к одной губке), которая обеспечивала бы суммарную радиальную силу зажима  $T_{\Sigma} = zT$  ( $T$  - радиальная сила зажима инструмента одной губкой), исключающую прокручивание, осевое смещение и вырыв инструмента в процессе обработки.

Процесс зажима заготовки в цанговом патроне (рис.6.4) во многом зависит от того, происходит он при вращающемся или невращающемся шпинделе. С одной стороны, вращение шпинделя и связанных с ним деталей ИЗП уменьшает силы трения в стыках и повышает силу зажима, а с другой, сила зажима уменьшается с ростом центробежных сил неуравновешенных частей механизма. Таким образом, влияние вращения шпинделя зависит от преобладающего фактора.

Для расчета сил зажима, если диаметр инструмента  $d$  отличается от диаметра рабочего отверстия  $d_0$  затяжной цанги ( $\Delta d < 0$ ,  $\Delta d > 0$ ), процесс зажима, характеризуемый поворотом губки цанги, можно рассматривать состоящим из трех этапов, в то время как при  $d = d_0$  ( $\Delta d > 0$ ) может отсутствовать один или даже два этапа (рис.6.4) [15].

На I этапе при перемещении цанги на величину  $x_1$  (предварительная регулировка на  $x_0$ ) происходит выборка минимального зазора  $\Delta$  между губкой цанги и инструментом. При этом губка оказывается наклоненной к инструменту под углом  $\vartheta_0$  (при угле начальной разводки  $\vartheta_p$ ), а в коническом сопряжении возникает угловой зазор  $\gamma_0 = \vartheta_0 + \Delta\alpha$  ( $\Delta\alpha$  - разница половины углов конуса губки цанги и шпинделя). В конце I этапа точка контакта  $K_1$  со шпинделем располагается на расстоянии  $q_1$  от начала лепестка (точки  $A$ ), а с инструментом встречается в задней своей части в точке  $\Gamma_1$ , отстоящей от точки  $A$  на расстоянии  $B_1 \approx b_k$ . Появляются углы  $\vartheta_1$ ,  $\gamma_1$ , осевая реакция  $Q_1$  в точке  $K_1$ , равная  $S_1$ , и радиальная реакция  $P_{\Sigma 1}$ .

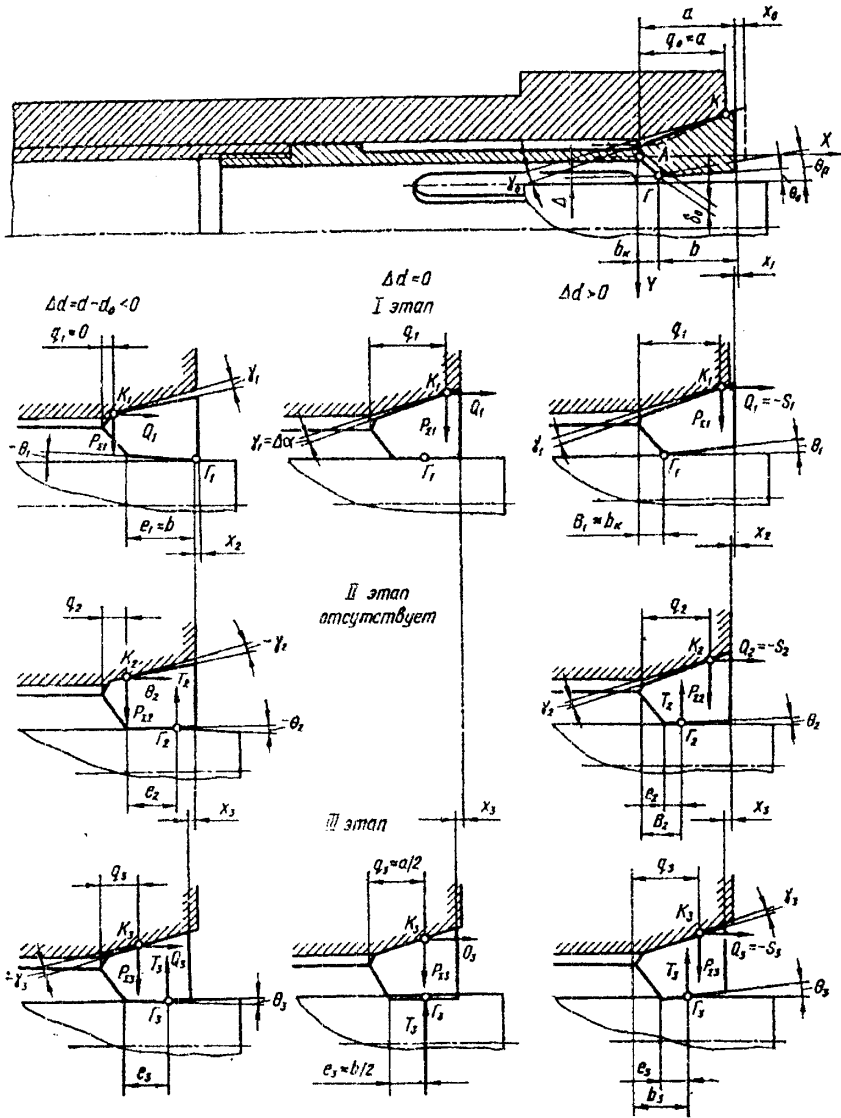


Рис. 6.4. Этапы процесса зажима цангой инструмента с различными отклонениями его диаметра

На II этапе при перемещении цанги на величину  $x_2$  происходит выборка углового зазора  $\theta_1$  до  $\theta_2$  и смещение точек контакта  $K_2$  (плечо  $q_2$ ) и  $\bar{A}_2$

(плечо  $B_2$ ). В данном случае возникают реакции  $Q_2 = -S_2$ ,  $P_{\Sigma_2}$  и радиальная сила зажима  $T_2$ , а также появляются углы  $\vartheta_2$  и  $\gamma_2$ .

На III этапе происходит окончательная затяжка цанги на величину  $x_3$  до получения требуемой радиальной силы зажима  $T_3$ . Изменяются положения точек контакта  $K_3$  (плечо  $q_3$ ),  $\tilde{A}_3$  (плечо  $B_3$ ), величины углов  $\vartheta_3$  и  $\gamma_3$ , реакций  $Q_3 = -S_3$ ,  $P_{\Sigma_3}$ .

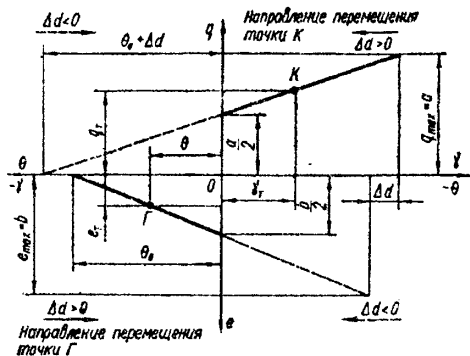


Рис. 6.5. График изменения плечей точек контакта Г и К в цанговом ЗМ

Положения точек контакта  $K$  и  $G$  в процессе зажима, можно воспользоваться графиком (рис.6.5), построенным при условии, что контактные сближения губки цанги со шпинделем и инструментом изменяются по линейному закону в зависимости от угловых зазоров  $\vartheta$  и  $\gamma$ .

Тогда текущие значения плеч

$$q_T = 0,5a \left( 1 + \frac{\gamma_T}{\gamma_0} \right) = 0,5a \left( 1 + \frac{\gamma_T}{(\theta_0 + \Delta d)} \right); \quad (6.5)$$

$$e_T = 0,5b(1 - \gamma_T/\gamma_0). \quad (6.6)$$

С учетом переходного участка  $b_K$  точка контакта  $G$  отстоит от начала лепестка (точки  $A$ ) на текущем расстоянии (см. рис.5.21)  $B_T = b_K + e_T$ . Здесь  $a$  - длина конической части цанги;  $b$  - длина рабочей зажимной части губки;  $b_K$  - длина переходного конуса губки;  $e_T$  - текущее плечо рабочей части губки.

В случае зажима инструментов с небольшим отклонением  $\Delta d$  для  $d = d_0$  ( $\Delta d = 0$ ) между силами  $T_{\Sigma}$  и  $S_{\Sigma}$  существует зависимость при двух этапах зажима (см. рис.6.4):  $S_{\Sigma} = (T_{\Sigma} + zR_y) \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi_{np})$ .

Если рассматривать последний этап зажима и пренебречь  $R_y$  ( $\Delta \rightarrow 0$ ), то  $S_{\Sigma} = T_{\Sigma} \text{tg}(\alpha + \varphi_{np})$ , а коэффициент усиления патрона  $k_n = \text{ctg}(\alpha + \varphi_{np})$ .

Если цанговый патрон предназначен для инструментов с большими отклонениями размера и  $d > d_0$ , зажим осуществляется в три этапа (рис.6.6): I – выборка зазора  $\Delta$  между губкой цанги и инструментом; II – поворот губки цанги на угол  $\vartheta_2^*$  до прилегания ее с инструментом по всей длине; III – роковчателный зажим до требуемой силы  $T$ . Силовые зависимости для данного случая приведены в табл.6.4.

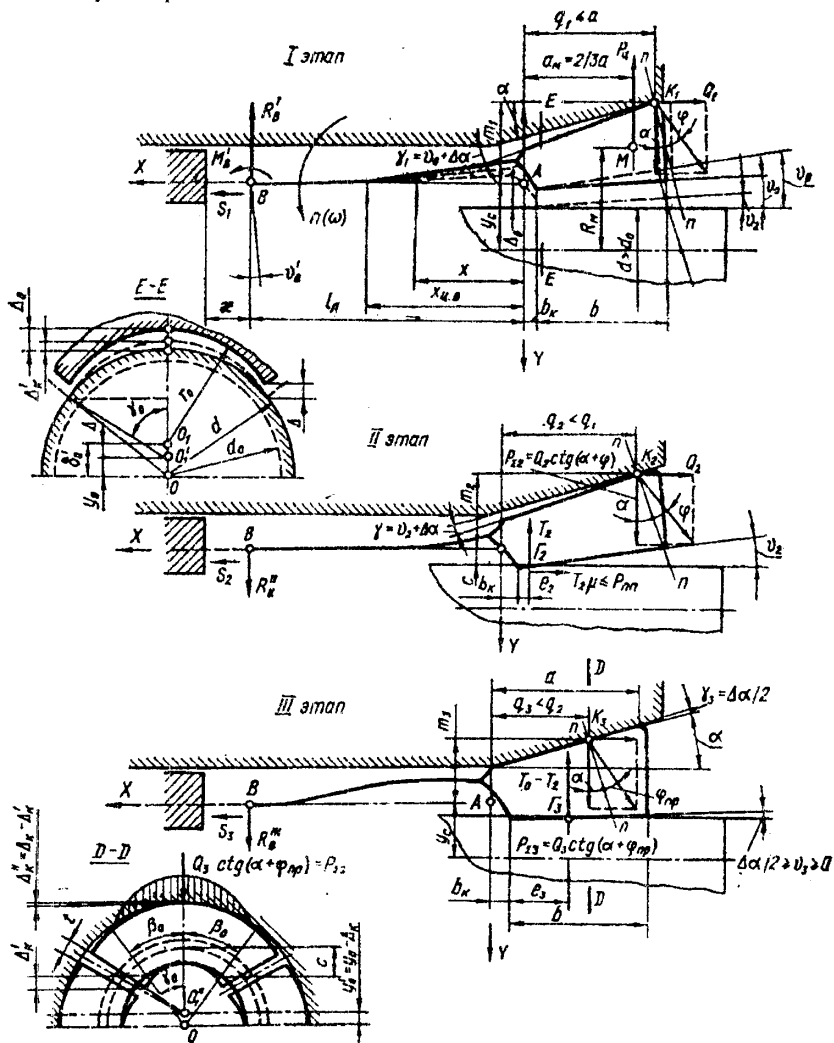


Рис. 6.6. Поэтапные расчетные схемы передачи сил в цанговом ЗМ с затяжной цангой

Таблица 6.4. Силовые зависимости в зажимном патроне с цапгой тянущего типа

Показатель	Этап	Формула
Осевая и радиальная сила зажима	I	$S_1 = \frac{\Delta/l + (R_y + R_y)\Phi_2 + R_y a_u \Phi_3}{ctg(\alpha - \varphi)\Phi_2 + [m_1 + l \cdot ctg(\alpha + \varphi)]}$
	II	$S_2 = \frac{2E\vartheta_2^*}{l \cdot [q_2 ctg(\alpha + \varphi) + m_2]};$ $T_2 = \frac{2EI\vartheta_2^* \cdot [ctg(\alpha + \varphi)(l + q_2) + m_2]}{l \cdot (l + b_2 + \mu_2 u) \cdot [q_2 - ctg(\alpha + \varphi) + m_2]}$
	III	$S_3 = \frac{T_2(l + b_3)}{ctg(\alpha + \varphi_{np})(l + q_3) + m_3};$ $T_3 = T - T_2$
Коэффициент усиления	II	$k_{n2} = \frac{ctg(\alpha + \varphi)(l + q_2) + m_2}{l + B_2 + \mu_2 u}$
	III	$k_{n3} = \frac{ctg(\alpha + \varphi_{np})(l + q_3) + m_3}{l + B_3}$
	средний	$k_r = \frac{T_2 + T_3}{S_1 + S_2 + S_3}$
<p>Примечание. Условные обозначения: <math>R_y = C_s(\delta_0 - \Delta)</math>; <math>\delta_p</math> - стрела разводки в начале лепестка; <math>\Phi_2 = \xi(l^2 + \varepsilon l)/3EI</math>; <math>\Phi_3 = \xi(3l + 2\varepsilon l)/3EI</math>; <math>a_u</math> - плечо силы <math>R_y</math>; <math>m_2</math>, <math>q_2</math>, <math>b_2</math> - плечи сил на II этапе; <math>m_3</math>, <math>q_3</math>, <math>b_3</math> - плечи сил на III этапе; <math>u = y_c d/2</math> - расстояние от точки контакта <math>\tilde{A}_2</math> до оси <math>X</math>; <math>B_2 = b_K + e_2 = b_K + 0,5b(1 - \vartheta_2/\vartheta_0)</math> - расстояние от точки <math>\tilde{A}_2</math> до оси <math>Y</math>; <math>\mu</math> - коэффициент осевого проскальзывания; <math>B_3 = b_K + e_3 = b_K + 0,5b(1 - \vartheta_3/\vartheta_0)</math> - расстояние от точки <math>\tilde{A}_3</math> до оси <math>Y</math>;</p> $\vartheta_2^* = \frac{(P_{\Sigma 2} - T_2)^2}{2EI} + \frac{(S_2 m_2 + P_{\Sigma 2} q_2 - T_2 b_2 - T_2 \mu_2 u)}{EI}$		

### 6.3. Жесткость упругой системы патрон - инструмент

Суммарные упругие перемещения инструмента в системе П - И состоят из постоянных  $y$  и переменных  $y_{пер}$  упругих перемещений, т. е.  $y_{\Sigma} = y + y_{пер}$ .

При определении постоянных упругих перемещений  $y$  в балансе упругой системы П - И должны учитываться отжатая из-за люфтов  $\sum y_l$  в звеньях патрона, контактных сближений  $\sum y_k$  стыков, деформаций собственно тел элементов патрона  $\sum y_m$  и инструмента  $y_u$  (как балки) с определенной схемой заделки:  $y = \sum y_l + \sum y_k + \sum y_m + y_u$ .

Для определения жесткости упругой системы П - И (табл.6.4) любую конструкцию зажимного патрона в продольном сечении при консольном закреплении инструмента и действии сил резания  $P_x, P_y, P_z$  на вылете  $l_0$  можно приводить к единой модели [39] - балке с заделкой в виде упруго-фрикционного шарнира, характеризуемого тремя составляющими жесткости (радиальной  $C_p$ , поворотной  $C_n$ , осевой  $C_o$ ) и моментом трения  $M_T$  в условном шарнире (рис.6.7,а). В поперечном сечении замкнутый силовой контур патрона удерживает инструмент на упруго-фрикционной подвеске, характеризуемой двумя составляющими жесткости (радиальной  $C_p$ , крутильной  $C_k$ ) и моментом сил сопротивления  $M_c$  от трения и сцепления в стыках (рис.6.7,б).

Вид упруго-фрикционного шарнира (рис.6.8), упруго-фрикционной подвески и соотношение жесткостей зависят от способа закрепления, схемы и конструкции патрона.

В соответствии с приведенной моделью (рис.6.7) постоянные радиальные отжатия заготовки на вылете  $l_0$ ,

$$y = y_p + y_m + y_u = P_p / C_p + (M_p - M_T) l_0 / C_n + y_u, \quad (6.7)$$

где  $M_p$  - изгибающий момент от сил резания  $P_x, P_y$  и  $P_z$ , вызывающий угловой поворот заделки; при действии радиальной силы  $P_p$  момент  $M_p = P_p l_0$ .

Осевое смещение системы П - И при резании  $x_p = P_o / C_o$ , где  $P_o$  - суммарная осевая сила резания от сверления ( $P_{св}$ ) и составляющих  $P_k$ .

Крутильная жесткость системы П - Д характеризуется углом закручивания инструмента относительно шпинделя:  $\vartheta_k = (M_k - M_c) / C_k$ .

Из-за различного количества и положения зажимных элементов по отношению к радиальной силе  $P_p$  (под углом  $\alpha_p$ ) возникает переменная составляющая радиальных отжатий, вызванных крутильной податливостью зажимных элементов и непостоянством суммарной радиальной жесткости, приводимой к линии действия силы  $P_p$ .

Таблица 6.4. Модели упругой системы патрон - инструмент

Патрон		Модель закрепления	Соотношения жесткости
Тип	Схема.		
-		 <i>жесткая заделка</i>	$C_p = C_n = C_o \rightarrow \infty$
Конусное гнездо		 $C_n$ $l_a$ $P_p$	$C_p \gg C_n > C_o$ $C_p \rightarrow \infty$
Торцевой		 $C_o$ $\Sigma C_p$ <i>упругий шарнир</i>	$C_o \gg C_p > C_n$ $C_o \rightarrow \infty$
Упругая оправка			$C_p \gg C_o > C_n$ $C_p \rightarrow \infty$
Мембранный			$C_k > C_o > C_n$
Рычажный		 $M_r$ $l_a$ $P_x$	$C_o > C_p > C_k > C_n$
Цанговый	одинарного зажима	 $C_o$ $C_p$ <i>Упруго-фрикционный шарнир</i>	$C_p > C_k > C_o \gg C_n$ $C_p \rightarrow \infty$
	двойного зажима		$C_p > C_n > C_k > C_o$ $C_p \rightarrow \infty$ $C_n \rightarrow \infty$
Рычажно-кулачковый		 $\omega$ $P_z$ $\alpha_p$ $P_p = P_y$ $M_c$ <i>упруго-фрикционная подвеска</i>	$C_o > C_p > C_n > C_k$ $C_p \rightarrow \infty$

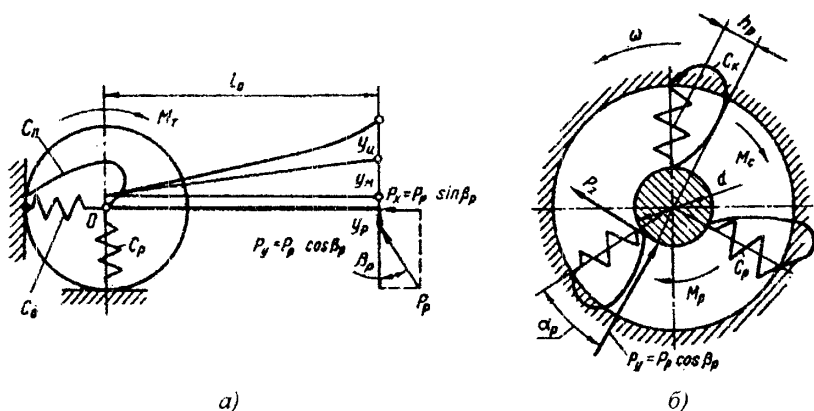


Рис. 6.7. Модель упругой системы II—И в продольном (а) и поперечном (б) направлениях

Изменение условий контактирования губок цанги со шпинделем и инструментом в процессе резания вызывает изменения эпюр контактных давлений, приводит к вибрациям, увеличению сил трения, вызывающих нагрев в зоне зажима.

В результате изменения степени влияния различных факторов на упругие отжаты жесткость системы II - И за один оборот детали также величина переменная.

Об этом свидетельствуют круговые диаграммы отжаты, в том числе при двухстороннем нагружении. На неравномерность круговой жесткости при зажиме инструмента в цанговом патроне влияют следующие факторы: характеристики заготовки (форма поперечного сечения и его симметричность, наличие и количество граней, изменение главных осевых моментов инерции при повороте относительно силы нагружения, отклонение диаметра  $\Delta d$ , длина инструмента, качество его поверхности, жесткость и др.); параметры ЗП и передней части шпинделя (углы конусов, база зажима, количество разрезов или зажимных элементов  $z$ , форма и длина лепестков, сопротивляемость «раздутию» при действии радиальных сил от цангового патрона и др.); способ закрепления; схемы зажима и резания (кромочный или равномерно распределенный зажим, угол нагружения  $\alpha_p$  и вылет силы резания, соотношение сил и моментов резания, влияние центробежных сил неуравновешенных частей и другие динамические факторы).

Возможны три варианта нагружения силой  $P_p$  (рис.6.9,а). За нулевое положение принята плоскость I - I, в которой сила  $P_p$  нагружает инструмент в сторону губки 1 от прорези между губками 2 и 3 ( $\alpha_p = 0$ ).



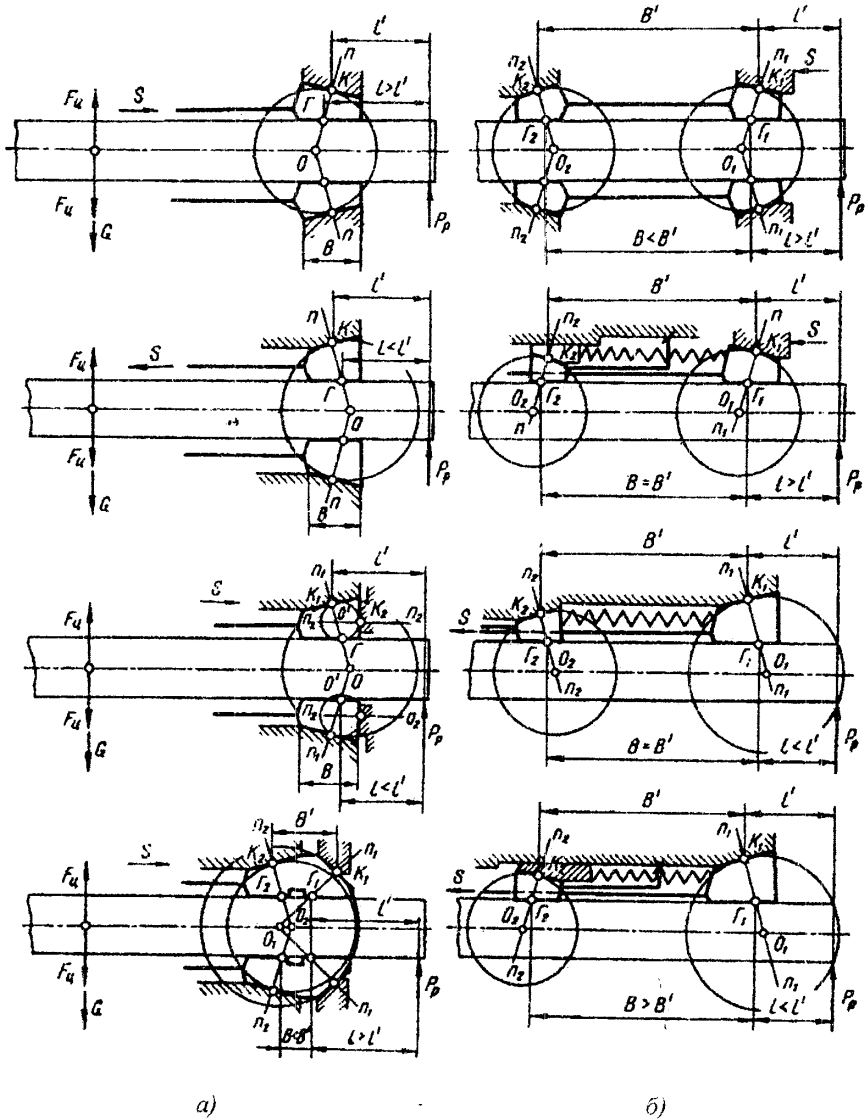


Рис. 6.8. Способы консольного закрепления с изображением упруго-фрикционных шарниров в одинарном (а) и двойном (б) цанговых зажимах

В плоскости II - сила  $P_p$  приложена под углом  $\alpha_p > 0$  и линия ее действия проходит через губки 3 и 1. В плоскости III - III сила  $P_p$  нагружает инструмент в сторону прорези между губками 1 и 2 ( $\alpha_p = 60^\circ$ ). Из-за наличия

технологического углового зазора в коническом сопряжении губки поворачиваются по-разному в зависимости от их положения и направления силы  $F_p$  (рис.6.9,б,в), что вызывает различные упругие перемещения инструмента.

На жесткость системы П - И значительное влияние оказывает способ закрепления инструмента. Например, коэффициент заделки  $\beta_j$ , консольно закрепленной в цанговом патроне инструмента при одинарном зажиме, колеблется от 0,5 до 1,2; при двойном зажиме – от 1,5 до 2, но никогда не достигает 3 (как при абсолютной жесткой заделке), т.е. всегда имеется предельное значение  $\beta_j$ . Это объясняется тем, что в балансе упругих перемещений велика доля контактных сближений в стыках. В общем случае упругие отжатия инструмента в месте резания определяются податливостью шпинделя с учетом податливости опор ( $y_{ш} = y_{ш.н} + y_{ш.о.}$ ), податливостью патрона  $y_n$  и отжатиями самого инструмента  $y_u$  при абсолютно жесткой заделке. Для шпиндельного узла с определенной схемой его защемления в опорах и схемой нагружения от привода и силами резания, а также при наличии в месте патрона упруго-фрикционного шарнира  $y_2 = y_{ш} + y = y_w + y_n + y_u$ . Основные отжатия возникают от поворота шпинделя на угол  $\vartheta_{ш}$  и оси патрона на угол  $\vartheta_n$  (в результате поворотной жесткости  $C_n$ , значительно меньшей от радиальной  $C_p$  и осевой  $C_0$  жесткости).

Статическую характеристику жесткости системы П - И с затяжной цангой в случае приложения радиальной нагрузки  $P_p$  (рис.6.10,а) можно определять при следующих допущениях: 1) не учитывается неравномерность круговой жесткости; 2) губка цанги контактирует с инструментом по всей длине, рассматривается как балка на упругом основании и имеет предельный угол поворота, равный угловому зазору; 3) лепесток с губкой цанги рассматривается как балка на двух опорах, испытывающая продольно-поперечный изгиб. Используя принцип суперпозиции, можно определить составляющие  $y_1, y_2$  отжатий, рассматривая поэлементные схемы упругой системы П - И (рис.6.10,в).

Из-за наличия углового зазора  $\gamma_0$  между конусами (рис.6.10,б) отжатие

$$y_1 = \gamma_0 l_p = \frac{\Delta_1}{a} \cos^2 \alpha, \quad (6.8)$$

$$\text{где } \Delta_1 = \frac{R}{S} \left[ \frac{l_p a}{a + l_p} - \frac{\text{sh}(\alpha_n l_p) \text{sh}(\alpha_n a)}{\text{sh}[(a + l_p) \alpha_n]} \right] = \frac{R}{S} \Delta_{\alpha}; \quad R = P_p \frac{l_p}{a} - \frac{M_T}{a}; \quad M_T = F_T R_T -$$

момент трения в коническом соединении;  $\alpha_n = \sqrt{S/EI}$ ;  $I = (I_p l_p + I_b b)(l_p + b)$  - усредненный момент инерции губки длиной  $a = b$  и лепестка длиной  $l_p$ ;

$$F_m = \frac{1}{\cos \alpha} S f c t g(\alpha + \varphi_{np}) - \text{сила трения.}$$

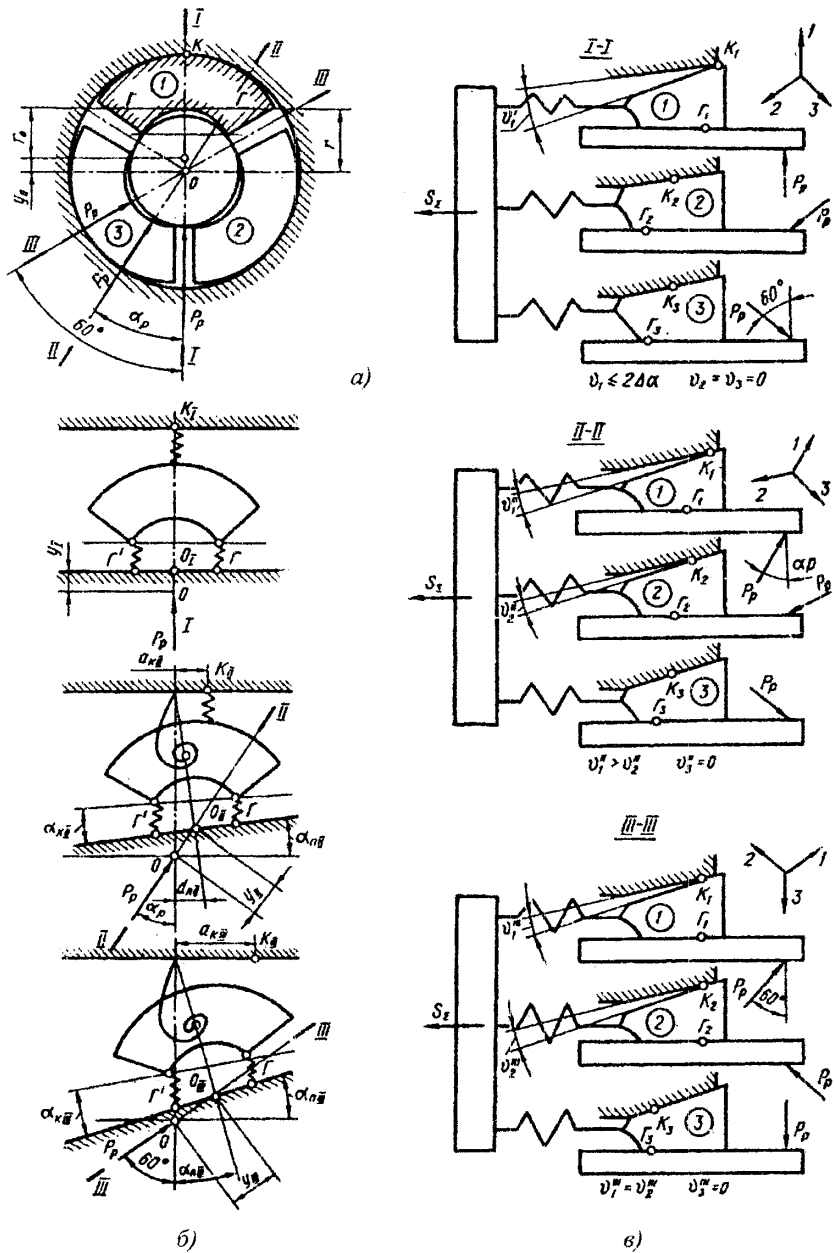


Рис. 6.9. Схемы нагружения силой  $P_p$  (а) и состояния губок цанги в поперечном (б) и продольном (в) сечениях

При повороте губки на угол  $\Delta\alpha$  и при  $P_p \geq (\Delta\alpha S a^2) / (A_2 \cos^2 \alpha l_n)$  значение  $y_1$  максимально. Для балки постоянного сечения и с постоянной упругостью основания отжатие  $y_2$  из-за контактных сближений в сопряжении губки цапги с инструментом определяется по формуле [29]:

$$y_2 = \Delta_2 + \vartheta_2 l_n, \quad (6.9)$$

где  $\Delta_2 = \frac{2\beta P_p K}{B}(1 + \beta l_n)$ ;  $\vartheta_2 = \frac{2\beta P_p K}{B}(\beta + 2\beta^2 l_n)$   $B = \pi d/4$  - приведенная шири-

на упругого основания;  $d$  - диаметр прутка;  $\beta = 10\sqrt{4/d^3 EK(1-\alpha_\delta^4)}$ ;  $\alpha_\delta = d_\delta/d$  ( $d_\delta$  - внутренний диаметр заготовки трубы);  $K = \Delta h_k B b / P_p$  - коэффициент контактной податливости;  $\Delta h_k$  - дополнительные контактные сближения, возникающие при действии силы  $P_p$  и равные  $\Delta h_k = h_{k(r+p_p)} - h_{k(r)}$ ;  $T$  - радиальная сила зажима инструмента одной губкой.

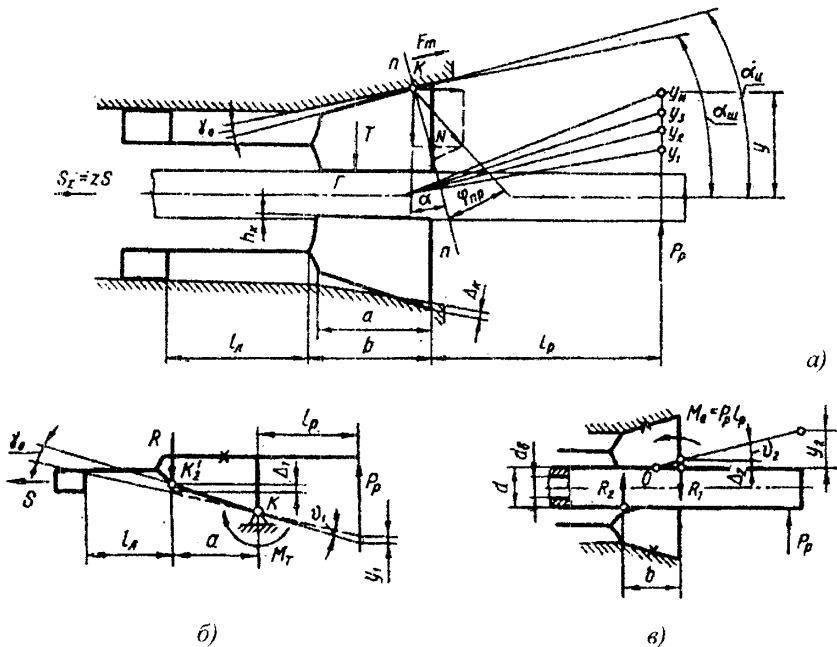


Рис. 6.10. Расчетные схемы для определения жесткости системы II—I в цапговом патроне

После преобразований формула для определения отжатия  $y_2$  имеет вид

$$y_2 = 2\beta \Delta h_k b (1 + 2\beta l_p + 2\beta^2 l_p^2) \quad (6.10)$$

Отжатие  $y_3$  из-за контактных сближений  $\Delta_k$  в коническом стыке можно определить с учетом упругой линии балки переменного сечения на упругом основании. Аналогично можно определить отжатия  $y_2$  и им подобные при разных конструкциях патронов.

Иногда для упрощения расчетов отжатием  $y_3$  можно пренебречь, так как конические поверхности шпинделя и губок цанги закаленные шлифованные.

#### 6.4. Расчет клиновых сверлильных патронов без ключа

Исходными данными для проектирования клиновых сверлильных патронов без ключа являются: диапазон диаметров хвостовиков закрепляемого инструмента  $d_{\min} - d_{\max}$ ; максимально-допустимый наружный диаметр патрона  $D$ ; максимально допустимый осевой габарит  $L$  патрона при сведенных кулачках; вид присоединения патрона к шпинделю станка.

Рациональной является следующая последовательность проектирования патрона [13].

1. Выбор конструкции патрона. В качестве примера рассмотрим схему на рис.6.11,а.

2. Определение максимального осевого хода  $a$ , радиального хода  $b$ , углов  $\alpha$  и  $\beta$  клина и коэффициента  $k_{yc2}$  клинового соединения. Для принятой функциональной схемы патрона размерная цепь показана на рис.6.11,а, откуда

$$a = (L - \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_4 + \Delta) / 2, \quad (6.11)$$

где для конусов Морзе В10, В12, В16 и В18 величина  $\Delta_1$  соответственно равна 17, 20, 26 и 34 мм;  $\Delta_2 = (2...3,5)p$ , где  $p$  – шаг резьбы винта, мм;  $\Delta_3 = 2,5...3,5$  мм;  $\Delta_4 = (1,5...3)d_{\max}$ , мм.

Величину  $\Delta$  определяют из геометрической схемы (4.79,б):  $\Delta = b \cdot ctg\beta$ . При  $\alpha = \beta$   $\Delta = a/2$ .

Радиальный ход клина  $b$  с учетом зазора на установку

$$b = (d_{\max} - d_{\min}) / 2 + (0,2...0,5). \quad (6.12)$$

Для принятой схемы удобно взять  $\beta = 45^\circ$ , а угол  $\alpha$  (который должен быть больше угла самоторможения) определить из зависимости

$$\alpha = arctg \frac{b}{a - b}. \quad (6.13)$$

По зависимости, приведенной в табл.4.6, определяется коэффициент усиления  $k_{yc2}$  клинового соединения.

3. Определение параметров винтовой пары. Составляется расчетная схема

нагружения патрона (рис.6.12), согласно которой определяют параметры винтовой пары, а если необходимо, и других элементов патрона.

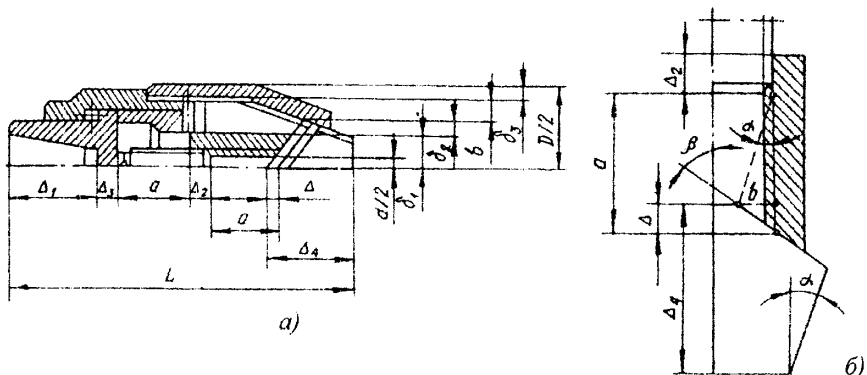


Рис. 6.11. Расчетные схемы для определения максимального осевого хода  $a$ , радиального хода  $b$ , углов  $\alpha$  и  $\beta$  клина (а) и величины  $\Delta$  (б) в клиновом сверльном патроне

Из условия устойчивости внутренний диаметр винта  $d_1$ , мм, определяется по зависимости:

$$d_1 \geq 10^3 \sqrt{120M_{np}a^2/d_{max} \mu k_{yc2} \pi^2 E}, \quad (6.14)$$

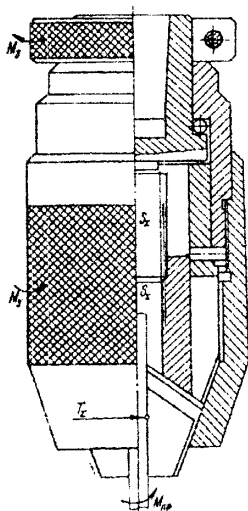


Рис. 6.12. Схема нагружения клинового сверльного патрона

где  $M_{np}$  – допустимый момент, удерживающий инструмент от проворота в патроне, Н·м;  $\mu$  – коэффициент сцепления (трения) между инструментом и кулачком;  $E$  – модуль упругости материала винта, Па;  $a$  – осевой ход клина, мм;  $d_{max}$  – максимальный диаметр хвостовика зажимаемого инструмента, мм.

Из условия прочности на сжатие

$$d_1 \geq 10^3 \sqrt{8M_{np}/d_{max} \mu k_{yc2} \pi^2 [\sigma_n]}, \quad (6.15)$$

где  $[\sigma_n]$  – допустимое напряжение сжатия винта, Па.

Из полученных двух значений  $d_1$  выбирают большее и округляют до ближайшего большего стандартного диаметра винта.

Шаг резьбы  $p$ , мм, винтовой пары

определяют из условия самоторможения (самозаклинивания)

$$p < \pi d_2 \operatorname{tg}(\rho' + \rho_0), \quad (6.16)$$

где  $d_2$  – средний диаметр резьбы, мм;  $\rho'$  – приведенный угол трения в резьбе;  $\rho_0$  – угол трения в упоре винтовой пары (аксиального подшипника).

Допустимая нагрузка  $q$ , Па, на один виток

$$q = K_{зан} S_{\Sigma} / (\pi d_2 h n \varepsilon) \leq [q], \quad (6.17)$$

где  $S_{\Sigma} = 2M_{np} / k_{yc2} d_{max} \mu$  – осевая сила на винте, Н;  $h$  – рабочая высота профиля резьбы, м;  $n$  – число рабочих витков;  $\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения силы на отдельных витках (для метрической резьбы  $\varepsilon = 1$ ; для трапецидальной  $\varepsilon = 0,63 \dots 0,68$ ; для квадратной  $\varepsilon = 0,5$ );  $K_{зан} = 1,5 \dots 2$  – коэффициент запаса прочности.

4. Определение коэффициента усиления патрона и оценка принятой конструкции:  $k_n = k_{yc1} k_{yc2}$ . Зависимость между выходным  $M_{np}$  и входным  $M_3$  моментами ручного зажима, соответствующим радиальной силе зажима  $T_{\Sigma}$ ,

$$M_3 = M_{np} D / (d_{max} k_{н\mu}). \quad (6.18)$$

Для зажима инструмента, который обеспечивает момент  $M_{np}$ , необходимо приложить условную периферийную (окружную) силу  $P_{окр} = 2M_3 / D$ . Если значение  $P_{окр}$  соответствует допустимому значению, то принята рациональная конструкция патрона. Если  $P_{окр}$  меньше допустимого, имеются резервы для расширения диапазона сил зажима патрона в пределах  $D$  и  $L$  или при обеспечении заданного диапазона диаметров инструмента  $d_{min} - d_{max}$  можно уменьшить  $D$  и  $L$ . Если значение  $P_{окр}$  больше допустимого, конструкция патрона неудачная и необходимо искать новую функциональную схему.

## 6.5. Расчет характеристик термомеханических ИЗП

Соединение цилиндрического хвостовика инструмента с цилиндрическим отверстием патрона осуществляется по «горячей» посадке, т.е. по посадке с натягом, образованной при соединении нагретых деталей. Исходя из параметров тепловой посадки и частоты вращения патрона можно определить удельное контактное давление в сопряжении и, соответственно передаваемый вращающий момент, а также критические частоты вращения при которых происходит распрессовка хвостовика инструмента.

Величина контактного давления запрессованного инструмента в патрон с цилиндрической частью (рис.6.13) зависит от величины натяга. Для

определения контактного давления  $p$  можно использовать методику расчета составных цилиндров.

Так как после посадки инструмента в отверстие патрона внешний радиус хвостовика инструмента и внутренний радиус цилиндрической зажимной части патрона становятся одинаковыми, то очевидно, что сумма абсолютных величин их радиальных перемещений на радиусе поверхностей контакта, вызванных контактным давлением, должна быть равна половине натяга, то есть:

$$\Delta r + \Delta R = \frac{\delta}{2}, \quad (6.19)$$

где  $\Delta r$  – величина радиального перемещения хвостовика инструмента на поверхности контакта;  $\Delta R$  – величина радиального перемещения установочной цилиндрической части зажимного патрона.

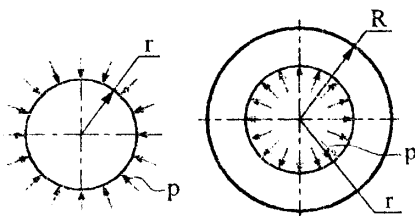


Рис. 6.13. Удельное контактное давление, возникающее в соединении патрона с хвостовиком инструмента при тепловой посадке с натягом

Величина радиального перемещения хвостовика инструмента [7]:

$$\Delta r = \frac{r}{E_1} (1 - \mu_1) p, \quad (6.20)$$

где  $r$  – внешний радиус инструмента;  $E_1$  – модуль упругости для материала хвостовика инструмента;  $\mu_1$  – коэффициент Пуассона для материала хвостовика инструмента.

Величина радиального перемещения установочной цилиндрической части зажимного патрона, изготовленного из теплостойкой стали [7]:

$$\Delta R = \frac{r}{E_2} \left( \frac{1+k^2}{1-k^2} + \mu_2 \right) p, \quad (6.21)$$

где  $E_2$  – модуль упругости для теплостойкой стали;  $\mu_2$  – коэффициент Пуассона для теплостойкой стали;  $k = r/R$  – отношение радиуса контакта хвостовика инструмента к внешнему радиусу зажимной части патрона.

Подставив зависимости (6.20) и (6.21) в (6.19) получим:

$$\frac{r}{E_1} (1 - \mu_1) p + \frac{r}{E_2} \left( \frac{1+k^2}{1-k^2} + \mu_2 \right) p = \frac{\delta}{2}. \quad (6.22)$$

После преобразований получим зависимость для определения контактного давления:

$$p = \frac{0,5\delta}{\frac{r}{E_1} (1 - \mu_1) p + \frac{r}{E_2} \left( \frac{1+k^2}{1-k^2} + \mu_2 \right)}. \quad (6.23)$$



При зажиме инструмента из быстрорежущей стали можно принять, что  $E_1 \approx E_2 \approx E$  и  $\mu_1 \approx \mu_2 \approx \mu$ . Тогда из зависимости (6.23) величина контактного давления в соединении при  $d = 2r$ :

$$p = \frac{1-k^2}{2} \cdot \frac{\delta \cdot E}{d} \quad (6.24)$$

По контактному давлению можно определить крутящий момент в статике, передаваемый зажимным патроном:

$$M = \frac{f \pi d^2 h p}{2}, \quad (6.25)$$

где  $f$  – коэффициент трения при установившемся процессе распрессовки;  $h$  – длина контактного участка цилиндрического хвостовика с зажимным патроном.

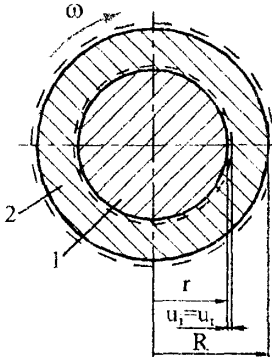


Рис. 6.14. Перемещения зажимной части патрона  $u_i$  и хвостовика инструмента  $u_r$  в зоне контакта в процессе вращения

Во время вращения зажимного патрона с зажатым инструментом возникает центробежная сила, которая приводит к уменьшению контактного давления в зоне зажима. Величину уменьшения давления  $p_\omega$  в зоне контакта можно найти из условия равенства радиальных перемещений хвостовика инструмента  $u_r$  и цилиндрической части патрона  $u_i$  (рис.6.14):

$$u_i = u_r, \quad (6.26)$$

Радиальные перемещения цилиндрической части патрона и инструмента в зоне контакта определяются за зависимостями [7]:

$$u_i = A_1 r + \frac{B_1}{r} - \frac{1-\mu^2}{8E} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^3, \quad (6.27)$$

$$u_r = C_1 r - \frac{1-\mu^2}{8E} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^3, \quad (6.28)$$

где  $\gamma$  – плотность материала оправки и инструмента, изготовленных из стали;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\omega$  – угловая скорость;  $A_1 = A(1-\mu)/E$ ,  $B_1 = -B(1+\mu)/E$ ,  $C_1 = C(1-\mu)/E$  – постоянные интегрирования, которые определяются из граничных условий.

Подставив (6.27), (6.28) в зависимость (6.26) и осуществив превращения получим:

$$(1-\mu)A - (1+\mu)B \frac{1}{r^2} = (1-\mu)C. \quad (6.29)$$

Постоянные интегрирования определим из граничных условий. Радиальное напряжение на внешнем контуре цилиндрической части патрона  $(\sigma_r)_{\rho=R} = 0$ , а на внутреннем контуре  $-(\sigma_r)_{\rho=r} = -p_\omega$ . Из зависимостей для определения радиальных напряжений постоянные интегрирования, будут иметь вид:

$$A = \frac{r^2}{R^2 - r^2} p_\omega + \frac{3+\mu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 (r^2 + R^2), \quad (6.30)$$

$$B = \frac{r^2 R^2}{R^2 - r^2} p_\omega - \frac{3+\mu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^2 R^2. \quad (6.31)$$

Для хвостовика инструмента радиальные напряжения на его внешнем контуре  $(\sigma_r)_{\rho=r} = -p_\omega$ . Тогда постоянная интегрирования будет иметь вид:

$$C = -p_\omega + \frac{3+\mu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^2. \quad (6.32)$$

Подставив полученные зависимости (6.30), (6.31) (6.32) в (6.29) получим зависимость для определения потери давления в зоне контакта хвостовика инструмента с зажимным патроном при условии изготовления хвостовика инструмента и патрона из стали:

$$p_\omega = \frac{3+\mu}{8\mu} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 R^2 (1-k^2). \quad (6.33)$$

Суммарное давление в зоне контакта хвостовика инструмента и цилиндрической части зажимного патрона в процессе его устоявшегося вращения при выражении  $R$  через  $k$  и  $d$ :

$$p_\Sigma(\omega) = p - p_\omega = \frac{1-k^2}{2} \left( \frac{\delta E}{d} - \frac{3+\mu}{16\mu} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 \frac{d^2}{k^2} \right). \quad (6.34)$$

Критическая частота вращения при которой происходит распрессовка инструмента под действием центробежных сил определится из условия  $p_\Sigma(\omega) = 0$ . Выразив критическую частоту вращения через критическую угловую скорость из зависимости (6.34) получим:

$$n_{cd} = \frac{120k}{\pi} \sqrt{\frac{\delta E \mu g}{(3+\mu) \gamma d^3}}. \quad (6.35)$$

Максимальный крутящий момент, передаваемый зажимным патроном в процессе вращения, определится по суммарному давлению в зоне контакта:

$$M_{\max}(\omega) = \frac{f\pi d^2 h}{2} p_{\Sigma}(\omega). \quad (6.36)$$

Полученные за зависимость (6.35) значения критических частот вращения для зажимных патронов четырех размеров при двух величинах натяга приведены на рис.6.15.

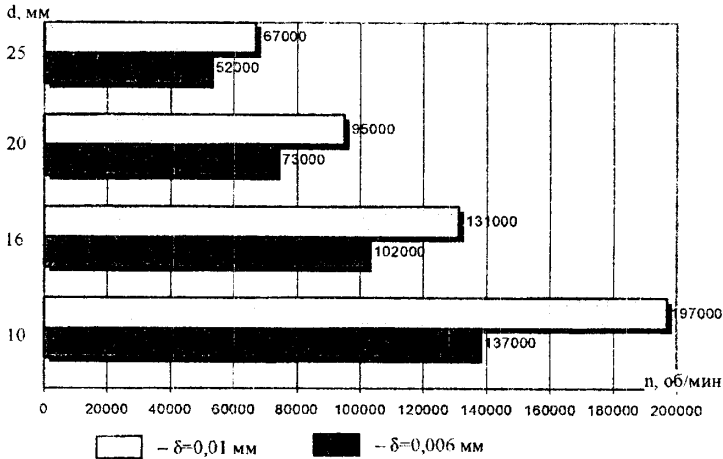


Рис. 6.15. Значение критических частот вращения инструментальных патронов с термозажимом

Как видно из зависимости (6.35) и рис.6.15 увеличения натяга ведет к увеличению критической частоты вращения. Максимальный натяг определяется из условия отсутствия упругопластических деформаций. Величина максимально допускаемого натяга при котором еще отсутствует пластическая деформация определяется за зависимость [2]:

$$[\delta_{\max}] = 0.58\sigma_{T2} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right] \cdot d \frac{C_2}{E_2} (\gamma_{\delta a} + \gamma_o + \gamma_t), \quad (6.37)$$

где  $\sigma_{T2}$  – предел текучести материала патрона;  $D$  – наружный диаметр патрона;  $\gamma_o$  – поправка, учитывающая смятие шероховатостей контактных поверхностей при первичном закреплении [2];  $\gamma_{\delta a}$  – коэффициент, учитывающий рост давления у торца патрона (краевой эффект) [2];  $\gamma_t$  – поправка, учитывающая различие рабочей температуры и температуры патрона [2];

$$C_2 = 1 + \left( \frac{d}{D} \right)^2 \left/ \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right] \right.$$

Пользуясь построенными по зависимости (6.36) динамическими силовыми характеристиками инструментальных патронов с тепловой посадкой инструмента разных типоразмеров (рис.6.16) можно найти необходимые значения крутящих моментов, передаваемых инструменту в статике и при различных частотах вращения. Кроме того, они позволяют установить, исходя из требований безопасной работы, допустимые частоты вращения патронов с термозажимом разных размеров.

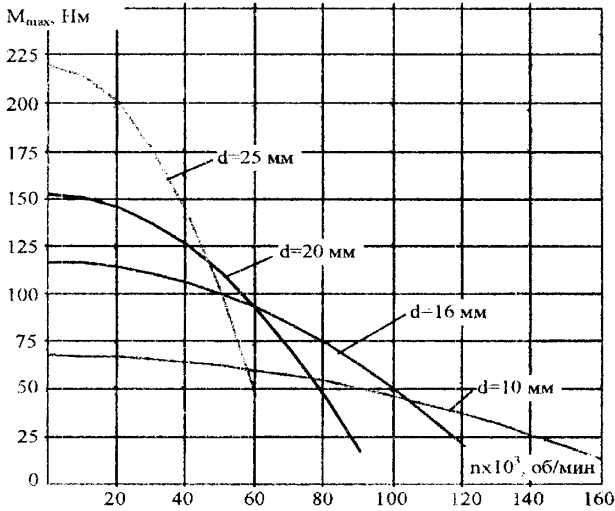


Рис. 6.16. Динамические характеристики инструментальных патронов с термозажимом

При сборке с нагревом зажимная часть патрона должна быть нагрета до температуры [2]:

$$t_D = \frac{\delta_{\max} + S_{\dot{n}i}}{\alpha D} + t_{\dot{n}i}, \quad (6.38)$$

где  $S_{\dot{n}i}$  — минимально необходимый зазор для сборки;  $\delta_{\max}$  — максимально допустимый натяг;  $\alpha$  — коэффициент линейного расширения материала патрона при нагреве;  $t_{\dot{n}i}$  — температура помещения сборки.

При тепловой посадке расширение патрона и хвостовика инструмента происходит несвободно, поэтому возникают тепловые напряжения, зависящие от наружных и внутренних размеров системы по соотношениям [2]:

$$\sigma_p = \frac{mL}{2} \left( \ln \frac{R}{\rho} - \frac{r^2}{\rho^2} \cdot \frac{R^2 - \rho^2}{R^2 - r^2} \ln \frac{R}{r} \right) - \frac{m}{2\rho^3} \cdot \frac{(R^2 - \rho^2)(\rho^2 - r^2)}{R^2 + r^2} (C_3 \cos\theta + D_1 \sin\theta), \quad (6.39)$$

$$\tau_p = -\frac{m}{2\rho^3} \frac{(R^2 - \rho^2)(\rho^2 - r^2)}{R^2 + r^2} (C_3 \sin\theta + D_1 \cos\theta), \quad (6.40)$$

$$\sigma_\theta = \frac{mL}{2} \left( \ln \frac{R}{\rho} - \frac{r^2}{\rho^2} \frac{R^2 - \rho^2}{R^2 - r^2} \ln \frac{R}{r} \right) - \frac{m}{2\rho^3} \frac{4r^2\rho^2 - (3\rho^2 - R^2)(\rho^2 + r)}{R^2 + r^2} \times \\ \times (C_3 \cos\theta + D_1 \sin\theta), \quad (6.41)$$

где  $m = E_2/(1 - \mu_2)$ ;  $\rho$  – текущий радиус зажимной части патрона;  $L$  – длина окружности с радиусом  $r$ ;  $C_3$  и  $D_1$  – константы интегрирования;  $\theta$  – угол поворота текущего радиуса  $\rho$ .

## 6.6. Расчет характеристик гидромеханических ИЗП

**Расчет статической силы зажима хвостовика инструмента.** Расчет статической силы зажима хвостовика инструмента осуществляется согласно конструктивной схеме гидромеханического ИЗП (рис. 6.17).

Между хвостовиком инструмента 1 и упругой конусной втулкой 2 существует зазор  $\Delta$  для установки инструмента. Внешняя коническая поверхность упругой конусной втулки сопрягается с внутренней конической поверхностью приводной втулки 3. Угол наклона конических поверхностей  $\alpha = 1-2^\circ$ . Торцевые поверхности упругой конической и приводной втулок образуют рабочие камеры 4, 5 для подачи жидкости, герметизированные уплотнениями 6, 7. Давление питания к камерам 4 и 5 подводится соответственно через каналы 8 и 9.

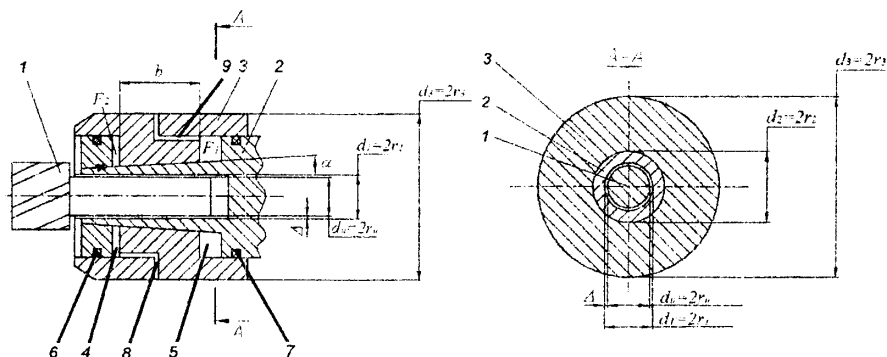


Рис. 6.17. Конструктивная схема гидромеханического инструментального зажимного патрона

При зажиме инструмента жидкость поступает в камеру 4. Под давлением масла приводная втулка перемещается и деформирует упругую конусную втулку, обеспечивая выборку зазора  $\Delta$ . Последующее перемещение приводной втулки приводит к созданию контактного давления на хвостовик инструмента, который удерживает инструмент в процессе обработки.

Для выборки зазора  $\Delta$  (рис.6.18) без учета потерь на трение в уплотнениях и в камере 4 площадью  $F_2$  необходимо создать давление, которое развивает осевую силу:

$$S_{\Sigma_0} = p_0 \cdot F_2. \quad (6.42)$$

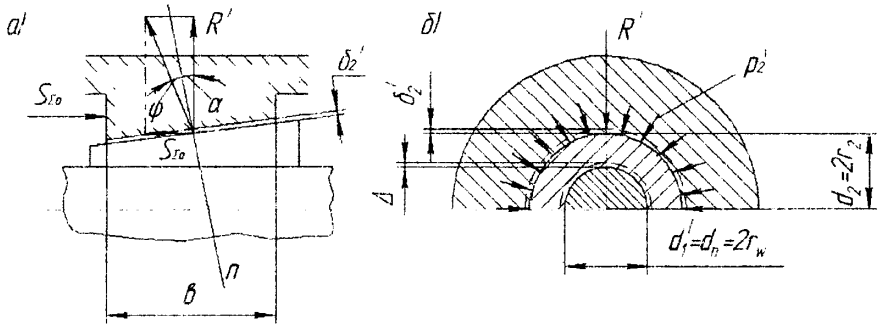


Рис. 6.18. Расчетная схема выборки зазора  $\Delta$  в гидромеханическом зажимном патроне в продольном (а) и поперечном (б) направлениях

За счет использования конической поверхности радиальная сила зажима, созданная на конической поверхности со стороны приводной втулки:

$$R' = S_{\Sigma_0} \cdot ctg(\alpha + \varphi), \quad (6.43)$$

где  $\alpha$  – угол наклона конической поверхности;  $\varphi$  – угол трения.

Так как угол  $\alpha$  очень маленький, то упругую коническую втулку будем считать цилиндрической, по поверхности которой равномерно распределится давление равное:

$$p_2' = \frac{R'}{\pi d_2 \cdot b} = \frac{S_{\Sigma_0} ctg(\alpha + \varphi)}{\pi d_2 b}, \quad (6.44)$$

где  $d_2 = 2r_2$  – средний внешний диаметр упругой конической втулки;  $b$  – длина контакта втулок.

Так как толщина стенки упругой конической втулки  $t > 0,1 \cdot r_1$ , то ее можно считать толстостенным цилиндром. Под воздействием давления  $p_2'$

перемещение внутренней поверхности упругой конической втулки на радиусе  $r_1$  определится за зависимость:

$$\Delta = -\frac{r_1}{E} \cdot \frac{2}{1-k^2} p_2', \quad (6.45)$$

где  $E$  – модуль упругости;  $k = \frac{r_1}{r_2} = \frac{d_1}{d_2}$  – отношение диаметра хвостовика к среднему внешнему диаметру упругой конической втулки.

Из зависимости (6.45) давление, которое необходимо создать на поверхности упругой втулки для выборки зазора:

$$p_2' = -\frac{\Delta \cdot E(1-k^2)}{2r_1}. \quad (6.46)$$

Приравняв правые части зависимостей (6.44) и (6.46) получим:

$$\frac{\Delta \cdot E(1-k^2)}{2r_1} = \frac{S_{\Sigma_0} \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)}{\pi b d_2}. \quad (6.47)$$

Из зависимости (6.47) необходимая осевая сила зажима для выборки зазора  $\Delta$  между хвостовиком и упругой конической втулкой:

$$S_{\Sigma_0} = \frac{2\pi r_2 b \cdot \Delta \cdot E \cdot (1-k^2)}{2r_1 \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)} = \frac{\pi b \cdot \Delta \cdot E \cdot (1-k^2)}{k \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)}. \quad (6.48)$$

Для создания натяга, обеспечивающего зажим хвостовика инструмента, необходимо в камере 4 площадью  $F_2$  создать дополнительное давление, развивающее осевую силу (рис.6.45):

$$S_{\Sigma_1} = p_1 \cdot F_2. \quad (6.49)$$

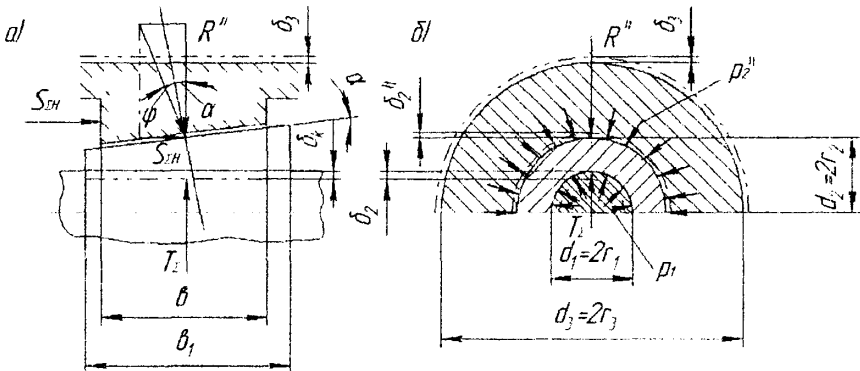


Рис. 6.19. Расчетная схема создания натяга для получения радиальной силы зажима в гидромеханическом зажимном патроне в продольном (а) и поперечном (б) направлениях

При этом радиальная сила зажима:

$$R'' = S_{\Sigma i} \cdot \text{ctg}(\alpha + \varphi). \quad (6.50)$$

Давление, которое создается на внешней поверхности упругой конической втулки от силы  $R''$ , определится за зависимостью:

$$p_2'' = \frac{R''}{\pi d_2 b} = \frac{S_{\Sigma i} \cdot \text{ctg}(\alpha + \varphi)}{\pi d_2 b}. \quad (6.51)$$

В результате действия давления  $p_2''$  и деформации упругой втулки создается удельное контактное давление на хвостовик инструмента  $p_1$  и на внутреннюю поверхность упругой втулки. Давление на хвостовик инструмента определится из равенства перемещений хвостовика инструмента  $u_{\xi}$  и перемещений упругой конической втулки  $u_{ai}$ :

$$|u_{\xi}| = |u_{ai}|. \quad (6.52)$$

Радиальное перемещение хвостовика инструмента:

$$u_{\xi} = -\frac{1-\mu_1}{E} p_1 r_1. \quad (6.53)$$

где  $\mu_1$  — коэффициент Пуассона для материала хвостовика инструмента.

Радиальное перемещение внутреннего диаметра упругой конической втулки:

$$u_{ai} = \frac{1-\mu_2}{E} \cdot \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2''}{r_2^2 - r_1^2} \cdot r_1 + \frac{1+\mu_2}{E} \cdot \frac{r_2^2 (p_1 - p_2'')}{r_2^2 - r_1^2} \cdot r_1. \quad (6.54)$$

где  $\mu_2$  — коэффициент Пуассона для материала упругой конической втулки.

Подставив зависимости (6.53) и (6.54) в зависимость (6.52) при условии, что,  $\mu_1 = \mu_2$  получим:

$$\frac{1-\mu}{E} p_1 r_1 = \frac{1-\mu}{E} \cdot \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2''}{r_2^2 - r_1^2} \cdot r_1 + \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{r_2^2 (p_1 - p_2'')}{r_2^2 - r_1^2} \cdot r_1. \quad (6.55)$$

Из зависимости (6.55) радиальное давление на хвостовик инструмента при зажиме:

$$p_1 = p_2'' \cdot \left[ 1 + \frac{1+\mu}{1-\mu} \left/ \left( 2k^2 + \frac{1+\mu}{1-\mu} - 1 \right) \right. \right]. \quad (6.56)$$

По радиальному контактному давлению можно найти статический момент, передаваемый зажимным патроном хвостовику инструмента:

$$M_{\text{нб}} = \frac{\pi \cdot f \cdot d_1^2 \cdot h \cdot p_1}{2}. \quad (6.57)$$



## Литература к главе 6

1. Абрамов Г.В. Влияние конструкции цангового механизма на усилие зажима заготовки//Станки и инструмент. – 1970. - № 8. – С. 18 – 20.
2. Бакрадзе И.И., Абрамов Г.В. Экспериментальное исследование цангового зажимного механизма трубоотрезного станка модели 9Д152. – В кн.: Механика машин. Тбилиси, 1969. – с. 165-171.
3. Баранчукова И.М. Влияние гироскопических явлений на точность обрабатываемых деталей. – В кн.: Самоподнастраивающиеся станки / Под ред. Б.С. Балакшина. – М.: Машиностроение, 1970. – 416 с.
4. Бобров А.Н., Варламов М.К., Нижник Е.Г., Перченков Ю.Г. Механизированный зажим инструмента// Станки и инструмент. – 1973. - №4. – С. 24 – 25.
5. Болотин Х.Л., Костромин Ф.П. Станочные приспособления. – М.: Машиностроение, 1973. – 344 с.
6. Вейц В.Л., Фридман Л.И. Электромеханические зажимные устройства станков и станочных линий. – Л.: Машиностроение, 1973. – 262 с.
7. Гильман А.И. Некоторые вопросы расчета зажимных устройств в динамических условиях/ Исследования в области станков и инструмента/Сарат. политехн. ин-т, 1969. – Вып. 38, с. 166-173.
8. Дальский А.М. Цанговые зажимные механизмы. – М.: Машиностроение, 1966. – 168 с.
9. Зелюкова Р.В., Ивашин Б.И., Предко Н.В. Об изгибных колебаниях заготовки при обработке на токарном станке с демпфирующим патроном. – Металлорежущие станки. – К.: 1974, № 2. – с. 50-53.
10. Иванюк И.А., Кузнецов Ю.Н., Стародуб Н.П. Регулирование характеристик зажимного механизма// Станки и инструмент. – 1981. - №10. – С. 12 – 14.
11. Ивашенко И.А. Некоторые факторы, влияющие на точность и жесткость трехкулачковых патронов// Станки и инструмент. – 1961. - №1. – С. 17 – 18.
12. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1971. – 288 с.
13. Кузнецов Ю.Н. Влияние длины разрезки лепестка на характеристики зажимной цанги. – Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1972, вып. 9. – с. 68-74.
14. Кузнецов Ю.Н. Жесткость зажима прутка в цанговом патроне. – Металлорежущие станки. – К.: 1974, вып. 2. – с. 74-85.
15. Кузнецов Ю.Н. Уточненный расчет осевой силы затяжки зажимной цанги. – Металлорежущие станки. – К.: 1977, вып. 5. – с. 79-87.

16. Кузнецов Ю.Н. Влияние диаметра прутка на силы и упругие перемещения в цанговом механизме зажима. – Вестник КПИ. Сер. Машиностроение. – К.: 1978, вып. 15. – с. 40-47.
17. Кузнецов Ю.Н. Экспериментальное исследование влияние дополнительной поддержки на жесткость закрепления прутка. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1980, вып. 25. – с. 33-37.
18. Кузнецов Ю.Н. Орликов М.Л. Жесткость лепестков цанг// Станки и инструмент. – 1968. - №4. – С. 39 – 42.
19. Кузнецов Ю.Н. Орликов М.Л. Величина разводки лепестков зажимных цанг. –Изв. Вузов СССР, Машиностроение, 1969, № 7. – с. 120-124.
20. Кузнецов Ю.Н., Кузнецов В.Н. Выбор оптимального диаметра рабочего отверстия зажимной цанги. – Технология и организация производства. – К.: 1972, № 2. – с. 42-44.
21. Кузнецов Ю.Н., Форноляк Н.Ф., Шинкаренко В.Ф. Исследование неразводимых зажимных цанг автомата мод. 1А240-6. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1973, вып. 10. – с. 69-74.
22. Кузнецов Ю.Н. Орликов М.Л. Экспериментальное исследование влияния конструктивных элементов зажимных цанг на их характеристики. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1973, вып. 11. – с. 41-51.
23. Кузнецов Ю.Н., Шатило О.П. Влияние длины участка зажима на характеристики закрепления и точность обработки деталей. - Вестник КПИ. Сер. Машиностроение. – К.: 1975, вып. 12. – с. 56-62.
24. Кузнецов Ю.Н., Торба В.В. К вопросу выбора параметров губки зажимной цанги. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1976, вып. 16. – с. 57-62.
25. Кузнецов Ю.Н., Чайченко А.И., Данченко А.Н. Влияние различных факторов на жесткость закрепления заготовок в цанговом патроне. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1979, вып. 23. – с. 24-30.
26. Кузнецов Ю.Н., Булах И.И. Влияние регулировки зажимного механизма на точность обработки деталей. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1981, вып. 28. – с. 38-42.
27. Кузнецов Ю.Н., Сяров С.П. Влияние процесса резания на характеристики зажима деталей в цанговых и кулачков патронах. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1981, вып. 29. – с. 44-52.
28. Кузнецов Ю.Н., Торба В.В. Определение оптимальных параметров зажимного патрона с двухконусной цангой. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1983, вып. 33. – с. 50-55.
29. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 246 с.

30. Лейках Л.М., Ванштейн М.Л., Кунцов М.А. Прочность закрепления деталей в цанговом патроне// Станки и инструмент. – 1982. - №4. – С. 19 – 20.
31. Лякас Р.И. Жесткость кулачков и точность центрирования токарных патронов. – В кн.: Станкостроение Литвы, 1974, вып. 7. – с. 125-138.
32. Мельман Я.И. Зажимные цанги (расчет, конструкция и изготовление). Новое в станкостроении. – М.: Машгиз, 1940. с. 44-52.
33. Микаелян А.М., Мирзоян В.М., Оганесяг Г.Т. Улучшение конструкции зажимных цанг// Станки и инструмент. – 1979. - №2. – С. 31.
34. Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н. Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков. – М.: Машиностроение, 1977. – 142 с.
35. Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н. Выбор параметров зажимных цанг// Станки и инструмент. – 1971. - №9. – С. 8 – 12.
36. Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н., Красуцкий В.А. Комплексная проверка цанговых механизмов зажима и подачи прутка. - Технология и организация производства. – К.: 1970, № 2. – с. 55-57.
37. Пашков Е.В. О повышении точности обработки тонкостенных цилиндрических деталей на металлорежущем оборудовании. – В кн.: Технология и автоматизация машиностроения. – К.: Техніка, 1974, вып.14. – с. 78 – 81.
38. Проников А.С., Дальский А.М. Работоспособность цангового механизма// Станки и инструмент. – 1955. - №1. – С. 12 – 15.
39. Самонастраивающиеся зажимные механизмы.: Справочник / Кузнецов Ю.Н., Вачев А.А., Сяров С.П., Цървенков А.И.; под ред. Ю.Н. Кузнецова. К.: Техника; София: Гос. изд-во Техника, 1988. – 222 с.
40. Торба В.В., Кузнецов Ю.Н. О стабилизации круговой жесткости при цанговом зажиме. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1976, вып. 18. – с. 80-82.
41. Токарные многшпиндельные автоматы/ Под ред. В.И. Чергикало. -- Кол. авторов - М.: Машиностроение, 1978. – 309 с.
42. Шаумян Г.А. Конструкция и расчет зажимных механизмов автоматов// Станки и инструмент. – 1940. - №3. – С. 3 – 11.
43. Sadowy M., Welk R. Einsatz von Stirnseitenmitnehmern// Werkstatt und Betrieb.– 1972. – №8 (105). – S. 591 – 597.

## **ПРИЛОЖЕНИЕ**

**ПАТРОН**  
сверлильный эксцентриковый с ключом ЭСПК.13  
(без ключа ЭСП.13)

Технические условия  
ЭСПК.13.00 ТУ (ЭСП.13.00 ТУ)

**СОДЕРЖАНИЕ**

1. Назначение, область применения и достоинства.	271
2. Технические требования..	272
3. Требования к безопасности и охраны окружающей среды...	273
4. Правила приемки	274
5. Методы контроля.	275
6. Транспортировка и хранение	280
7. Указания по эксплуатации.	280
8. Гарантии изготовителя	283
Приложение А. Перечень документов, на которые даны ссылки..	284
Приложение Б. Перечень применяемых средств измерений, инструментов и материалов, необходимых для контроля..	286

**1. НАЗНАЧЕНИЕ, ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И ДОСТОИНСТВА**

**1.1. Назначение.**

Эксцентриковый сверлильный патрон (заявки на патенты Украины №93010028 от 6.11.92 г. и №93090898 от 19.02.93 г.) предназначен для быстрого и надежного зажима инструмента с цилиндрическим хвостовиком (сверла, зенкеры, развертки, фрезы и др.) правого и левого вращения в заданном диапазоне. Патрон может устанавливаться в ручных, электрических и пневматических дрелях, сверлильных, расточных, фрезерных, токарных, многоцелевых, деревообрабатывающих и других станках.

1.2. Область применения – металлообработка, слесарно-монтажные работы, деревообработка, медицина, быт и др.

1.3. Способ присоединения – внутренний или наружный конус Морзе, хвостовик с конусом Морзе или несамотормозящим конусом 7:24, резьбовое отверстие или хвостовик, байонетный замок и др.

**1.4. Достоинства:**

1.4.1. Быстрый и легкий зажим-разжим от руки или с помощью простого ключа с наружным шестигранником.

1.4.2. Удобство и надежность работы при левом и правом вращении зажимаемого инструмента, причем при правом вращении появляется дополнительный эффект – зажим от внешней нагрузки в процессе работы (чем больше крутящий момент от сил резания, тем больше сила зажима).

1.4.3. Широкий диапазон зажимаемых инструментов (практически от нуля до максимального диаметра патрона).

1.4.4. Точность и жесткость зажима инструмента.

1.4.5. Простота изготовления деталей патрона (кроме кулачков по "ноу-хау" механической обработкой на металлорежущих станках, точным литьем, штамповкой (горячей, холодной или комбинированной), прессованием или спеканием из порошков и т.п.).

1.4.6. Работа на высоких частотах вращения (в 2...3 раза выше, чем у аналогов).

1.4.7. Простота сборки-разборки и технического обслуживания.

1.4.8. Высокая долговечность и возможность быстрой замены изношенных деталей.

1.4.9. Возможность обработки труднодоступных мест благодаря малым габаритам и острого конического переднего конца, плавно переходящего от корпуса в кулачок, а от него в инструмент.

1.4.10. Модульный принцип конструирования патрона, позволяющий из ограниченного набора деталей собирать патроны разного исполнения по способу зажима-разжима (с ключом, без ключа и др.).

1.4.11. Широкоуниверсальность и неограниченная область применения (на производстве и в быту).

Настоящие технические условия распространяются на патрон сверлильные эксцентриковые (далее патрон) с ключом ЭСПК.13 и без ключа ЭСП.13, предназначенные для металлорежущих и деревообрабатывающих станков, а также для комплектации ручных сверлильных машин промышленного и бытового назначения.

Патрон должен изготавливаться в климатическом исполнении У категории размещения 2 по ГОСТ 15150-69.

Пример условного обозначения сверлильного эксцентрикового патрона с ключом исполнения У2:

*Патрон 13 У2 ЭСПК. 13.00 ТУ*

По присоединительной части патроны изготавливаются двух исполнений:

А – с присоединительным конусным отверстием по стандарту СТ СЭВ 148-75;

В – с присоединительным резьбовым отверстием с метрической резьбой по стандарту СТ СЭВ 182-75.

## 2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

2.1. Патроны должны соответствовать требованиям п. 2.2-2.6 настоящих ТУ и комплекта документации ЭСПК. 13.00 и ЭСП. 13.00 (далее по ЭСП. 13.00 числовые сведения, отличные от ЭСПК. 13, даны в скобках).

2.2. Требования к конструкции.

2.2.1. Габаритные размеры не должны превышать  $\varnothing 34 \times 82$  ( $\varnothing 45 \times 83$ ).

2.2.2. Масса патрона не должна превышать 0,32 кг (0,40 кг).

2.2.3. Твердость зажимной части кулачков должна быть не менее 48 HRC<sub>3</sub>, а корпуса – 52 HRC<sub>3</sub>.

2.2.4. Твердость ключа должна быть не менее 32 HRC<sub>3</sub>.

2.2.5. Покрyтия металлические и неметаллические неорганические по ГОСТ 9.303-84, группа эксплуатации 3.

2.2.6. Перемещение кулачков в корпусе патрона должно быть плавным, без заеданий.

2.2.7. Максимальная величина радиального биения патрона не должна превышать 0,08 мм для класса точности I и 0,08 мм для класса точности II по СТ СЭВ 6148-87(исполнения А); 0,35 мм по СТ СЭВ 5910-87 (исп. В).

2.3. Требования к надежности.

2.3.1. Средний эксплуатационный срок службы должен быть не менее 3 лет.

2.3.2. Крутящие моменты оправки >8 Н·м, ключа <10 Н·м по СТ СЭВ 5910-87

2.4. Требования к маркировке.

2.4.1. На каждом патроне должны быть нанесены:

– наименование патрона ЭСПК. 13 (ЭСП. 13);  
– диапазон диаметров зажимаемых инструментов 0,5...13. Способ нанесения маркировки должен обеспечивать ее сохранность на весь срок службы патрона.

2.5. Требования к упаковке.

2.5.1. Упаковку патронов производить в дощатые ящики по ГОСТ 2991-85, тип 1.

2.5.2. Перед упаковкой патрон и ключ должны быть законсервированы по ГОСТ 9.014-78. Вариант защиты ВЗ-1, вариант внутренней упаковки ВУ-1. Срок защиты без переконсервации – 3 года для условий хранения группы 2.

2.5.3. После консервации патрон и ключ должны быть завернуты во влагонепроницаемый упаковочный материал в один сверток и уложен в ящик.

2.5.4. В каждый ящик должен быть вложен упаковочный лист.

2.5.5. Упаковочный лист должен содержать следующие сведения:

- товарный знак или наименование завода изготовителя;
- наименование патрона и номер настоящих технических условий;
- количество патронов в ящике;
- срок сохранения без переконсервации;
- штамп ОТК, дату упаковки.

2.5.6. Транспортная маркировка по ГОСТ 14192-77.

2.5.7. Масса брутто не более 35 кг.

2.5.8. При розничной продаже возможна упаковка в картонную коробку или футляр (деревянный или пластмассовый).

2.6. Комплектность.

2.6.1. В комплект поставки должны входить:

- патрон ЭСПК.13.00 (ЭСП.13) 1 шт.
- ключ ЭСПК.13.04 1 шт.

### 3. ТРЕБОВАНИЯ К БЕЗОПАСНОСТИ И ОХРАНЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

3.1. Элементы конструкции патрона не должны иметь острых углов, кромок и поверхностей с неровностями, представляющих источник опасности.

3.2. Патрон не должен проворачиваться в присоединительной части и спадать со шпинделя станка или ручной сверлильной машины.

3.3. На высоких частотах вращения дисбаланс патрона не должен приводить к вибрациям.

#### 4. ПРАВИЛА ПРИЕМКИ

##### 4.1. Общие положения.

4.1.1. Для проверки соответствия патронов требованиям ТУ на предприятии-изготовителе должны быть установлены следующие категории испытаний: приемо-сдаточные, периодические, на надежность, приемочные (квалификационные). Приемо-сдаточные испытания проводят с целью контроля качества каждой предъявляемой партии.

Периодические испытания проводят с целью периодического контроля качества патронов, проверки стабильности технологического процесса их производства, а также подтверждения возможности продолжения изготовления патронов по действующей конструкторской и технологической документации и их приемки.

Испытания на надежность проводят с целью подтверждения установленных значений показателей надежности патронов.

##### 4.2. Приемо-сдаточные испытания.

4.2.1. Приемо-сдаточные испытания включают в себя проверку на соответствие п.п. 2.2.6, 2.2.7, 2.6.

4.2.2. Приемку готовых изделий необходимо производить партиями.

4.2.3. Партией считается количество изделий, одновременно предъявляемых по одному документу.

4.2.4. Приемо-сдаточные испытания проводить методом выборочного контроля при объеме выборки, указанных в табл. 1.

Таблица 1

Объем партии, шт.	Объем выборок при проверке требований п.п. 2.2.6, 2.2.7, 2.6
до 50	8%, но не менее 3 шт.
св. 50 до 150	6%, но не менее 6 шт.
св. 150 до 500	4%, но не менее 12 шт.
св. 500 до 1500	2%, но не менее 20 шт.
св. 1500 до 5000	1%, но не менее 32 шт.
св. 5000	0,5%, но не менее 50 шт.

4.2.5. При неудовлетворительных результатах испытаний хотя бы по одному из показателей производят повторное испытание на удвоенном количестве патронов из той же партии.

При неудовлетворительных результатах производится проверка 100% предъявленной партии.

4.3. Периодические испытания проводятся не реже одного раза в год на 10 патронах, отобранных методом случайных чисел по ГОСТ 18321-73 из пар-



тии 100 шт., прошедших приемо-сдаточные испытания и включают в себя проверку по п.п. 2.1, 2.2.1 – 2.2.7, 2.4, 2.5, 2.6.

4.3.2. Проверку работоспособности патрона проводят рассверливанием предварительно просверленных отверстий  $\varnothing 2,5$  мм в образце из стали по ГОСТ 1050-88 сверлами из быстрорежущей стали по ГОСТ 886-77 и с режимами, приведенными в табл. 2.

Таблица 2

Диаметр сверла, мм	Скорость резания, м/мин	Глубина сверления, мм	Количество просверленных отверстий
13	$25 \pm 5$	$35 \pm 5$	3

После проведения испытаний патрон должен сохранить величину радиального биения, соответствующую п.2.2.7 настоящих ТУ.

4.3.3. Если при испытаниях хотя бы у одного патрона при измерении любого параметра будет установлено несоответствие требованиям настоящих ТУ, то по пунктам несоответствия необходимо проводить испытания на удвоенном количестве патронов, взятых из той же партии. Если при испытании удвоенного числа патронов хотя бы одно несоответствие первой выборки повторится, то результаты испытаний считают неудовлетворительными по пунктам несоответствия. В этом случае приемку патронов, а также отгрузку ранее принятых, но не отгруженных партий, прекращают и возобновляют после устранения причин дефектов, получение положительных результатов и устранение дефектов в ранее принятых патронах.

До получения положительных результатов испытаний допускается осуществлять приемку патронов при условии сплошного контроля по пунктам несоответствия.

#### 4.4. Испытания на надежность.

4.4.1. Испытания на надежность патронов проводят для определения показателей надежности, заданных в подразделе 2.3 настоящих ТУ.

4.4.2. Средний срок службы патрона определяется при обработке статистических данных, полученных по результатам эксплуатации.

#### 4.5. Приемочные (квалификационные) испытания.

4.5.1. Приемочные (квалификационные) испытания проводят по ГОСТ 15.009-91 комиссией с целью определения качества документации и готовности производства к серийному выпуску на не менее чем 5 образцах в объеме требований и ПИ настоящих ТУ.

### 5. МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ

5.1. Методы контроля должны соответствовать требованиям, изложенным в данном разделе ТУ.

5.2. Проверку по п.п. 2.4, 2.5, 2.6, 3.1 проводят внешним осмотром на соответствие документации.

5.3. Габаритные размеры патрона (п. 2.2.1) контролируются штангенцир-

кулем с отсчетом по нониусу 0,1.

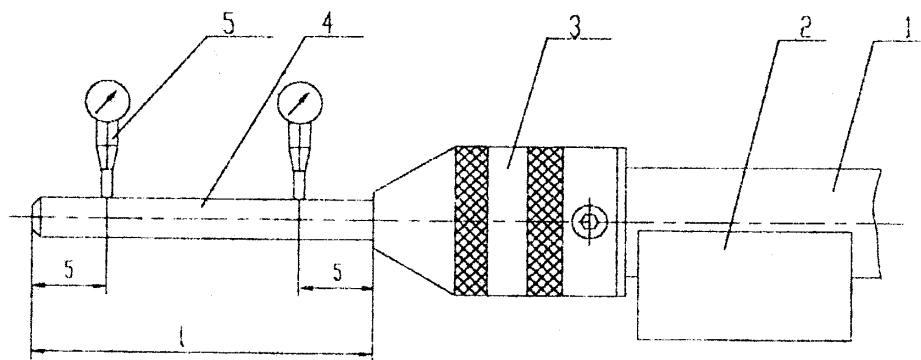
5.4. Контроль массы патрона (п. 2.2.2) производить на лабораторных весах ВЛК-500Г-М ГОСТ 24104-88.

5.5. Проверку твердости кулачков, корпуса и ключа (п.2.2.3, 2.2.4) производить прибором Роквелла тип ТР ГОСТ 23677-79.

5.6. Контроль качества покрытий (п. 2.2.5) по ГОСТ 9.302-88.

5.7. Проверка плавности хода кулачков (п. 2.2.6) осуществляется ручным опробованием без помощи ключа.

5.8. Проверка радиального биения патрона (п. 2.2.7) производится при помощи приспособления (рис. 1). Патрон насаживается на конусную часть оправки (рис. 2). Свободный конец оправки устанавливают на призме (рис. 3). На контрольной оправке (рис. 4) должна быть риска на расстоянии 30 мм от торца. Измерение радиального биения проводят на противоположном от риски конце оправки на одном (двух) вылетах.



$l = 125$  мм для  $\varnothing 13$

$l = 75$  мм для  $\varnothing 6$

1 - оправка (рис.2)

2 - призма (рис.3)

3 - испытуемый патрон (рис.5, 6)

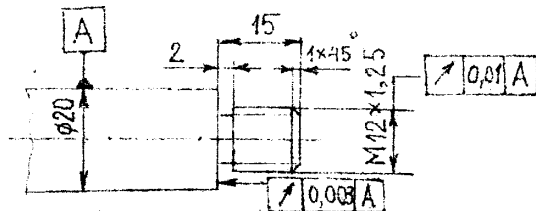
4 - контрольная оправка (рис.4)

5 - индикатор

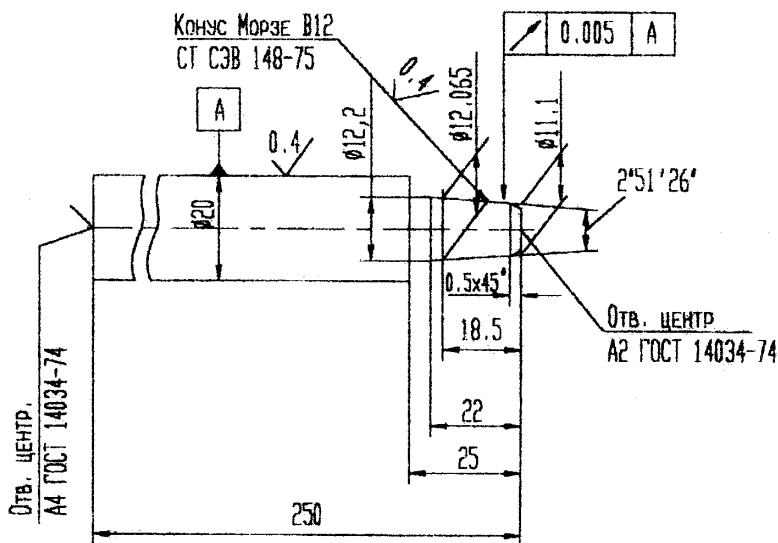
Рис. 1. Приспособление для проверки точности патрона

Установка контрольной оправки. Контрольная оправка вводится в кулачки патрона до совпадения контрольной риски с торцом корпуса патрона. Затем следует равномерный зажим оправки с помощью ключа от руки до жесткого закрепления оправки в патроне.

а - ИСПОЛНЕНИЕ В



ИСПОЛНЕНИЕ А



Сталь 40X ГОСТ 4543-71  
HRC<sub>5</sub> 58...61

Рис. 2. Оправка

Определение биения производится индикатором, который устанавливается так, чтобы его измерительный наконечник касался поверхности контрольной оправки и был направлен перпендикулярно оси образующей. Предварительное нажатие индикатора должно соответствовать 0,5 мм. Затем оправку с патроном приводят во вращение на призме. Патрон считается годным, если значение радиального биения контрольной оправки при трех последовательных установках не превышает 0,08 мм для класса точности I и 0,18 мм – II.

5.9. Контроль массы ящика с патронами (п. 2.5.7) производить на весах РП-150Ц-13 ГОСТ 23711-79.

5.10. Перечень приборов, инструментов и материалов, необходимых при испытаниях, приведены в приложении Б.

5.11. Проверка крутящего момента патрона.

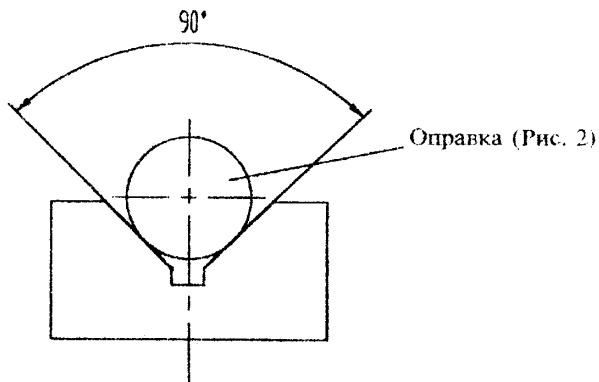
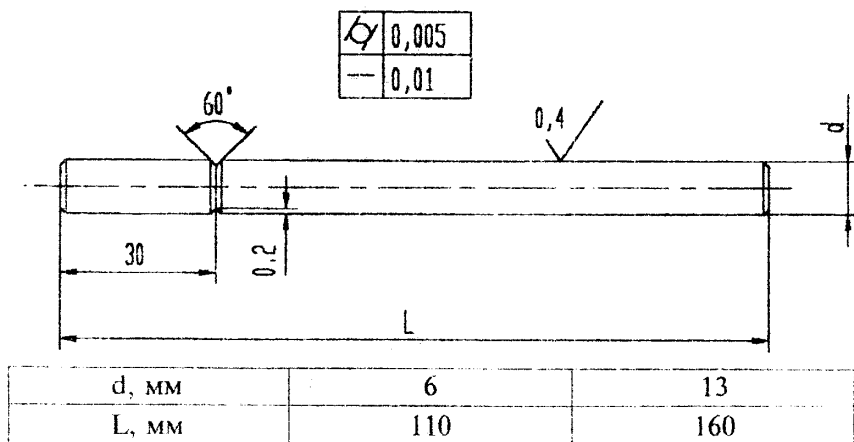


Рис.3. Призма по ТУ 2-034-439-88



Сталь 40X ГОСТ 4543-71

HRC<sub>9</sub> 58...61

Рис. 4. Контрольная оправка к патрону ЭСПК.13

5.11.1. Средства контроля для проведения проверки применяют:

- контрольную оправку диаметром 13 мм с отверстием под переходник или с переходной частью для динамометра со стороны риски (рис. 4);
- оправку с конусом для патронов исполнения А (рис. 2) и резьбой – исполнения В (рис. 2, а);
- прибор для измерения крутящего момента (динамометр).

5.11.2. Проведение проверки.

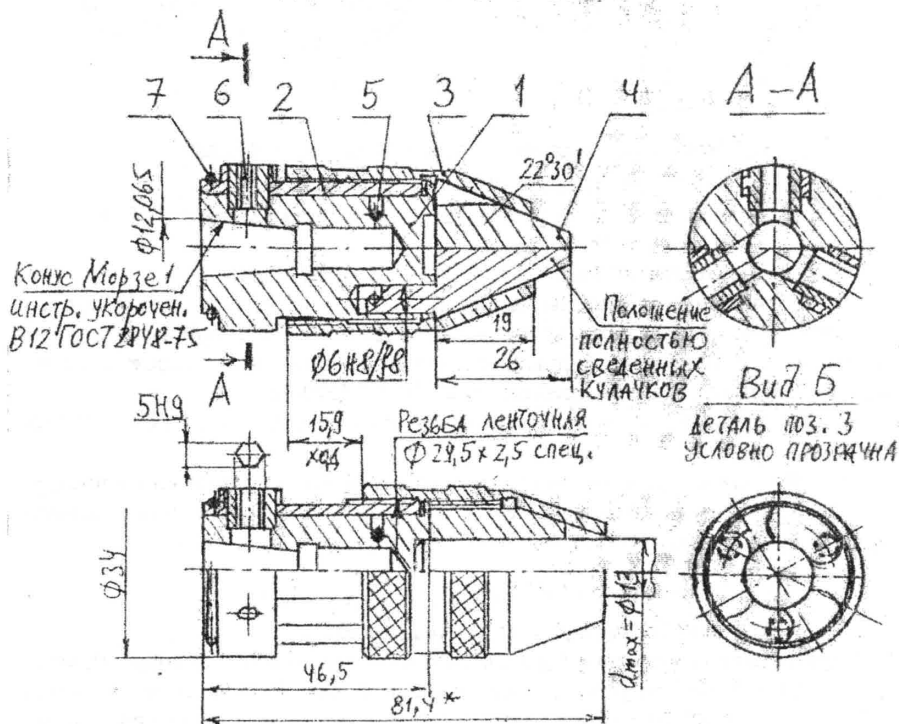
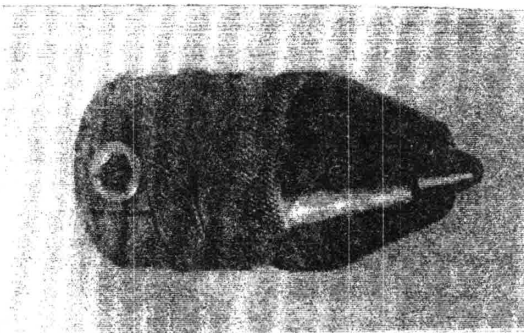


Рис. 5. Эксцентриковый сверлильный патрон с ключом ЭСНК.13

Испытуемый патрон закрепляют на оправке (рис. 2 и 2, а). Контрольная оправка (рис. 4) равномерно зажимается соответствующим шестигранным ключом 5, вставляемым во все три отверстия эксцентриков при крутящем моменте, величина которого указана в п. 2.3.2 (до 10 Н·м). К контрольной оправке (рис. 4) прикладывается крутящий момент, величина которого указана в п. 2.3.2

(более 8 Н·м). Контрольная оправка не должна прокручиваться в патроне.

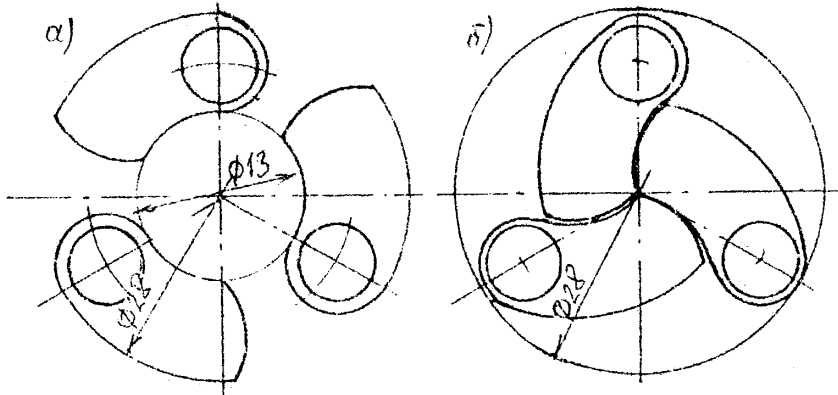


Рис. 6. Положение кулачков при зажиме хвостовика инструмента диаметра:  
а - максимального 13мм; б - минимального 0,5мм

## 6. ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ И ХРАНЕНИЕ

6.1. Упакованные патроны должны транспортироваться всеми видами транспорта при температурах от минус 50°C до плюс 50°C при защите их от прямого воздействия атмосферных осадков и механических повреждений по правилам, соответствующим требованиям ГОСТ 23170-78.

6.2. Патроны должны храниться в условиях группы 1.2 по ГОСТ 15150-69.

6.3. Возможно хранение патронов для розничной продажи или в инструментальной кладовой в отдельных упаковках (см. п. 2.5.4) или многосекционных ящиках-кассетах.

## 7. УКАЗАНИЯ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ

### 7.1. Подготовка ЭСПК к работе и порядок работы.

При разжатых кулачках 4 (рис. 6, а) инструмент (сверло или фреза), устанавливается в патрон до упора в торец корпуса 1 (рис. 5), а затем выдвигается приблизительно на 2 мм, чтобы обеспечить плотное прилегание кулачков к инструменту без перекоса. Удерживая за корпус 1, вращением конусной втулки 3 (правая кинематическая цепь) обеспечивается поворот и сведение кулачков 4 до соприкосновения их рабочих поверхностей с цилиндрической поверхностью инструмента (предварительный зажим).

Затем с помощью ключа (не показан) поворачивают по часовой стрелке вручную каждый эксцентрик 6 на угол, примерно равный 90° (вторая кинематическая цепь).

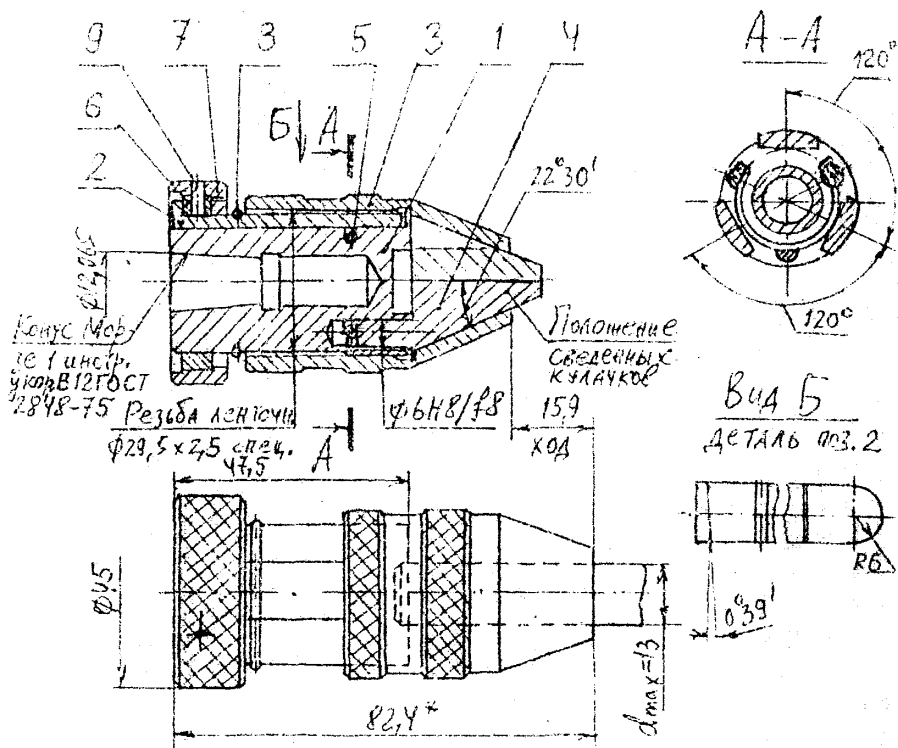


Рис. 7. Эксцентриковый сверльный патрон без ключа ЭСП.13

При этом происходит окончательный и надежный зажим инструмента. Для разжима эксцентрики 6 поворачивают в противоположном направлении. Отвинчивают конусную втулку 3. Пружина 5 поворачивает кулачки 2, раскрывая их.

С помощью шестигранного ключа обеспечивается надежный зажим цилиндрических хвостовиков инструментов с диаметрами в диапазоне 0,5...13,0 мм.

7.2. Подготовка патрона ЭСП к работе и порядок работы. При разжатых кулачках 4 (рис. 6, а) инструмент (сверло или фреза) устанавливается в патрон до упора в торец корпуса 1 (рис. 7). Удерживая патрон за втулку 7, вращением конусной втулки 3 обеспечивается поворот и сведение кулачков 4 до соприкосновения их рабочих поверхностей с цилиндрической поверхностью инструмента (предварительный зажим). Затем вращением втулки 7 относительно конусной

втулки 3 (корпуса 1) обеспечивается натяг резьбовых планок 2 (окончательный зажим).

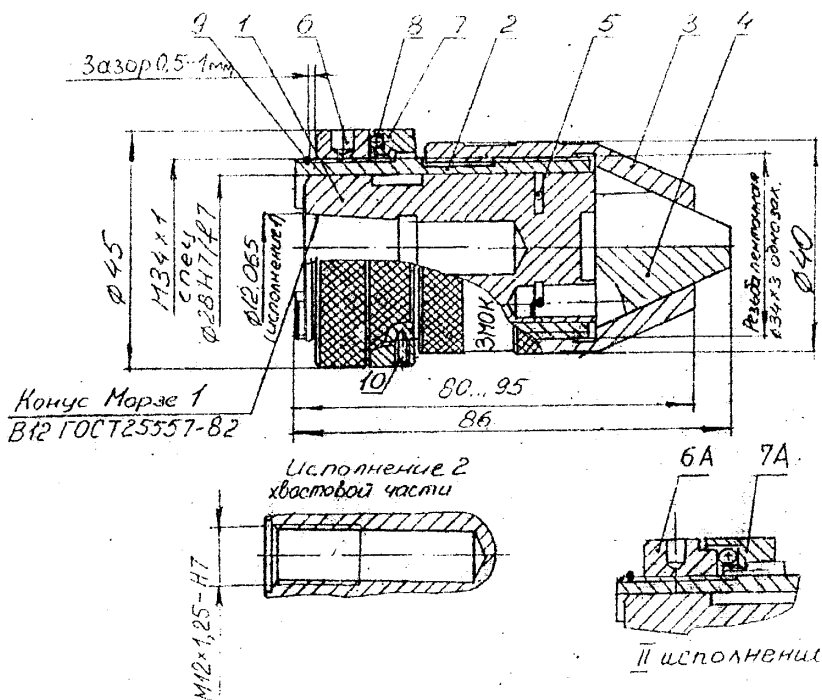


Рис. 8. Эксцентриковый сверлильный патрон без ключа ЭСПШ.13

При последующем сверлении под действием крутящего момента от сил резания происходит дополнительный зажим инструмента.

Независимо от диаметра инструмента контакт зажимных кулачков 4 с конической поверхностью втулки 3 и цилиндрической поверхностью инструмента осуществляется по линии. Таким образом поворотом втулки 7 обеспечивается надежный зажим цилиндрических хвостовиков инструментов в диапазоне диаметров 0,5...13,0 мм (рис. 6). Разжим происходит в обратной последовательности, а раскрытие кулачков 4 пружинной 5.

7.3. Возможные неисправности опытных конструкций ЭСПК, ЭСП и методы их устранения.



Возможная неисправность	Вероятная причина	Метод устранения
Увеличение биения инструмента	Попадание во внутрь патрона грязи или стружки	Промыть патрон в солярке (керосине), а затем окунуть в масло (индустриальное или ему подобное)
Неравномерный зажим	Износ клиньев 7	Развести на максимальный диаметр и расшлифовать на 0,1...0,2 мм по диаметру; при невозможности добиться точности сменить кулачки
Тугой зажим или разжим	Износ или загрязнение деталей патрона	Промыть патрон в солярке (керосине), а затем окунуть в масло (индустриальное или ему подобное)
Неполное и неравномерное разведение кулачков 4	Ослабла или сломалась пружина 5	Заменить на более жесткую пружину

## 8. ГАРАНТИИ ИЗГОТОВИТЕЛЯ

8.1. Изготовитель гарантирует соответствие патронов требованиям настоящих технических условий при соблюдении потребителем условий эксплуатации, транспортирования и хранения.

8.2. Гарантийный срок – 12 месяцев со дня ввода патрона в эксплуатацию.

## ПЕРЕЧЕНЬ ДОКУМЕНТОВ, НА КОТОРЫЕ ДАНЫ ССЫЛКИ

Обозначение НД	Наименование НД	Наименование НД, в котором дана ссылка на НД
ГОСТ 15.009-91	Система разработки постановки продукции на производстве. Непродовольственные товары народного потребления.	3.5.1
ГОСТ 23170-78	Упаковка для изделий машиностроения. Общие требования.	5.1
ГОСТ 15150-69	Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнение для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения, транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды.	5.2
ГОСТ 9.303-84	Покрытия металлические и неметаллические неорганические. Общие требования к выбору.	2.2.5
ГОСТ 14192-77	Маркировки грузов.	2.5.6
ГОСТ 2991-85	Ящики дощатые неразборные для грузов массой до 500 кг. Общие технические условия.	2.5.1
ГОСТ 18321-73	Статистический контроль качества. Методы случайного отбора выборок штучной продукции.	3.3.1
ГОСТ 23677-79	Твердомеры для металлов. Общие технические требования.	4.5 Приложение Б
ГОСТ 24104-88	Весы лабораторные общего назначения и образцовые. Общие технические условия.	4.4 Приложение Б
ГОСТ 9.302-88	Покрытия металлические и неметаллические неорганические. Методы контроля.	4.6
ГОСТ 886-77	Сверла спиральные с цилиндрическим хвостовиком. Длинная. Приложение Б серия. Основные размеры.	3.3.2 Приложение Б
ГОСТ 23711-79	Весы для статического взвешивания. Общие технические требования.	4.9 Приложение Б
ГОСТ 1050-88	Прокат сортовой калиброванный со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия.	3.3.2 Приложение Б
ГОСТ 1577-68	Индикаторы часового типа с ценой деления	Приложение Б

Обозначение НД	Наименование НД	Наименование НД, в котором дана ссылка на НД
	0,01 мм. Технические условия.	
ГОСТ 1577-81	Прокат листовой и широкополосный из конструкционной качественной стали. Технические условия.	Приложение Б
ГОСТ 166-89	Штангенциркули. Технические условия.	Приложение Б
ГОСТ 10197-70	Стойки и штативы для измерительных головок. Технические условия.	Приложение Б
ТУ2-034-439-88	Призмы проверочные и разметочные с одной призматической выемкой и накладкой типа Ш. Технические условия.	Приложение Б
ГОСТ 9.014-78	Временная противокоррозионная защита изделий. Общие требования.	2.5.2
ГОСТ 19903-74	Прокат листовой горячекатаный. Сортамент.	Приложение Б
ГОСТ 12.2.003-74	Оборудование производственное. Общие требования безопасности.	3.1
СТ СЭВ 1605-79	Машины ручные сверлильные электрические. Технические требования и методы испытаний.	1.1, 1.2, 1.4
СТ СЭВ 5910-87	Патроны сверлильные трехкулачковые с ключом.	1.4, 2.2, 2.3, 2.4
СТ СЭВ 6143-87 ГОСТ 15935-88	Патроны сверлильные трехкулачковые без ключа.	1.4, 2.2, 2.3, 2.4
ГОСТ 8522-79	Патроны сверлильные трехкулачковые с ключом. Основные размеры.	1.4, 2.2, 2.3, 2.4
ГОСТ 22993-78	Патроны трехкулачковые с ключом для сверлильных машин. Основные размеры.	1.4, 2.2, 2.3, 2.4
СТ СЭВ 148-75 ГОСТ 9953-87	Укороченные конусы инструментов.	1.3
СТ СЭВ 182-75	Резьбовые присоединения инструментов.	1.3

**ПЕРЕЧЕНЬ**  
**применяемых средств измерений, инструментов и материалов,**  
**необходимых для контроля**

Наименование	Обозначение НД
Весы ВЛК-500Г-М	ГОСТ 24104-88
Весы РП-150Ц-13	ГОСТ 23711-79
Индикатор ИЧ-10	ГОСТ 577-68
Сверло 0 2.5	ГОСТ 886-77
Сверло 0 13	ГОСТ 886-77
Штангенциркуль ШЦ-1-12.5-0.1	ГОСТ 166-80
Роквелл тип ТР	ГОСТ 23677-81
Стойка СТ-4	ГОСТ 10197-70
Призма	ТУ2-034-439-88
Образец	Лист Б-ПН-25ГОСТ 19903-74 20-3-ТГОСТ 1577-81
Оправка	ГОСТ 24104-88
Контрольная оправка	ГОСТ 2.4104-88

Примечание: При контроле допускается использовать другие средства измерения, имеющие аналогичные параметры.

УДК 621.881  
ББК 34.544я2  
К89

**Ю. Н. Кузнецов. Инструментальные зажимные патроны: Монография /**  
Под ред. Ю. Н. Кузнецова, В. Н. Волошин, В. Б. Фиранский., О. А. Гуменюк.  
К: ООО «ГНОЗИС», 2012. – 286с., ил.  
**ISBN 978-966-2760-00-2**

В монографии изложен многолетний опыт работы в области зажимных механизмов и инструментально-технологической оснастки и посвящена принципам создания, проектированию, исследованиям и эксплуатации инструментальных зажимных патронов для станков, дрелей и другого электроинструмента.

Особое внимание уделено инструментальным зажимным патронам для высокоскоростной, высокопроизводительной и прецизионной обработки.

Расчитана на инженерно-технических работников механосборочного производства, а также может быть полезна преподавателям, аспирантам и студентам машиностроительных специальностей.

**ISBN 978-966-2760-00-2**

Отпечатано издательство ООО «Гнозис».  
Подписано в печать 12.04.2012. Гарнитура Times New Roman.  
Бумага офс. Печать офсетная.  
Тираж 400 экз.

Ва778592



**КУЗНЕЦОВ Юрий Николаевич**

Доктор технических наук, профессор НТУУ «КПИ».

Родился 24.06.1940 г. в г. Херсоне.

Научные интересы: создание станков, станочных комплексов нового поколения и их механизмов на модульном принципе.

В 1962 г. окончил КПИ, в 1969 г. в КПИ защитил кандидатскую диссертацию, а в 1984 г. в МВТУ им. Баумана докторскую.

Автор более 700 научных трудов, среди них более 400 патентов, 2 стандарта СССР, 60 книг. Автор первого в СССР полуавтомата для обточки алмазов.

Засл. изобретатель УССР, засл. работник народного образования Украины, засл. преподаватель КПИ, Doctor Honoris Causa ТУ-Габрово, академик АН ВСУ.



**ВОЛОШИН Виталий Несторович**

Кандидат технических наук, доцент ТНТУ им. И. Пулюя, докторант НТУУ «КПИ».

Родился 01.01.1975 г. в г. Тернополе.

Научные интересы: мобильные зажимные системы металлорежущих станков; зажимные механизмы для высокоскоростной обработки.

В 2000 г. окончил ТГТУ им. И. Пулюя, а в 2003 г. в НТУУ «КПИ» защитил кандидатскую диссертацию.

Автор 39 научных трудов, среди них 19 научных статей, 3 монографии, 1 учебное пособие, около 10 патентов на изобретения и полезные модели.



**ФИРАНСКИЙ Владимир Борисович**

Кандидат технических наук.

Родился 23.06.1977 г. в г. Киеве.

Научные интересы: создание зажимных механизмов, станков и их систем, а также разнообразного нестандартного оборудования.

В 2000 г. окончил НТУУ «КПИ», а в 2011 г. защитил кандидатскую диссертацию.

Автор более 20 научных трудов, среди них 6 научных статей, 8 патентов на изобретения и полезные модели.



**ГУМЕНЮК Олег Анатольевич**

Начальник отдела авторского права и смежных прав Государственной службы интеллектуальной собственности Украины.

Родился 8 июня 1974 г. в г. Славута, Хмельницкой области.

Научные интересы: зажимные механизмы для высокоскоростной обработки, охрана и защита объектов права и интеллектуальной собственности.

В 1996 г. закончил Украинскую государственную академию водного хозяйства (г. Ровно), в 2001 г. Украинскую академию государственного управления при Президенте Украины, в 2011 г. Институт интеллектуальной собственности ОНЮА в г. Киеве.

Автор более 20 научных трудов, среди них 1 учебное пособие, 6 научных статей, 8 патентов на изобретения и полезные модели.