

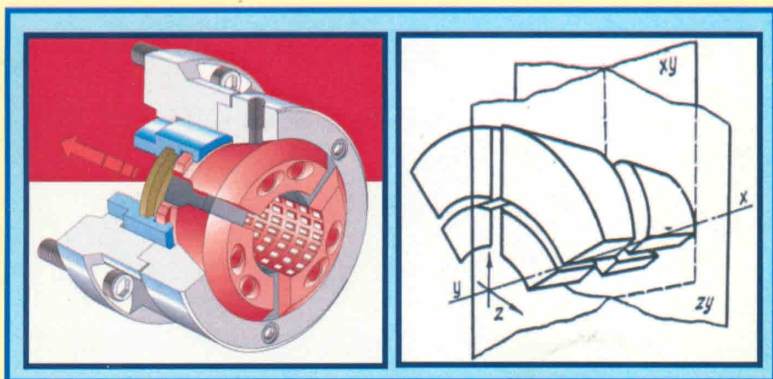
Ю. Н. Кузнецов, В. Н. Волошин, П. М. Неделчева,
Ф. В. Эль-Дахаби

ЗАЖИМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

для высокопроизводительной
и высокоточной обработки
резанием

Монография

ЧАСТЬ I.
ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ И ПРИНЦИПЫ
СОЗДАНИЯ ЗАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ



Ю. Н. Кузнецов, В. Н. Волошин, П. М. Неделчева,
Ф. В. Эль-Дахаби

Посвящается
45-летию ТУ - Габрово
и 75-летию кафедры
Конструирования станков
и машин НТУУ «КПИ»

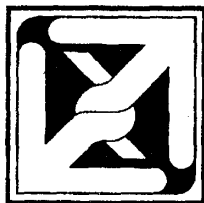
ЗАЖИМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

**для высокопроизводительной
и высокоточной обработки
резанием**

Монография

под общей редакцией Кузнецова Ю.М.

**ЧАСТЬ I.
ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ И ПРИНЦИПЫ
СОЗДАНИЯ ЗАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ**



Киев – 2009

УДК 621.881
К89
ББК 34.544я2

Кузнецов Ю. Н., Волошин В. Н., Неделчева П. М., Эль-Дахаби Ф. В. К89
Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием: Монография. В 2-х ч. Ч.1: Основные сведения и принципы создания зажимных механизмов/ Под ред. Ю. Н. Кузнецова. – К: ООО «ЗМОК» - ООО «ГНОЗИС», 2009. – 270 с., ил.

Монография подводит итог последних лет работы в области зажимных механизмов и посвящена проектированию, исследованию и эксплуатации новых зажимных механизмов металлорежущих станков, обеспечивающих высокопроизводительную и прецизионную обработку деталей в условиях автоматизированного механосборочного производства.

Рассмотрены принципы создания, схемы и конструкции высокоточных, самопастраивающихся, высокоскоростных, широкодиапазонных, быстроперенастраиваемых и многофункциональных зажимных механизмов станков-автоматов, станков с ЧПУ, в том числе с параллельной кинематикой. Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований характеристик зажимных механизмов, методы их расчета, регулирования и стабилизации.

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

Рецензенты: *д.т.н., проф. Кальченко В.И. – Черниговский национальный технический университет*
д.т.н., проф. Новоселов Ю.К. – Севастопольский национальный технический университет
д.т.н., проф. Саленко А.Ф. – Кременчугский государственный политехнический университет

Одобрено Ученым советом механико-машиностроительного института Национального технического университета Украины „Киевский политехнический институт” (протокол № 4 от 01.12. 2009 г.).

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

ISBN 978 – 966 – 8840 – 69 – 2

© Ю. Н. Кузнецов, 2009
В. Н. Волошин, 2009
П. М. Неделчева, 2009
Ф. В. Эль-Дахаби, 2009
© ООО «ЗМОК», 2009
© ООО «Гнозис», 2010

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	5
Принятые сокращения	7
Глава 1. Зажимные механизмы металлорежущих станков (Кузнецов Ю. Н.)	9
1.1. Назначение зажимного механизма и объекты закрепления	9
1.2. Зажимной механизм – подсистема станка как технической системы	12
1.3. Классификация зажимных механизмов	14
1.4. Влияние зажимного механизма на технико-экономические показатели станков	21
Глава 2. Взаимодействие зажимного механизма с другими механизмами и элементов между собой (Кузнецов Ю. Н., Эль-Дахаби Ф. В.)	29
2.1. Согласование работы зажимного механизма с другими механизмами автоматизированного станка	29
2.2. Взаимодействие между зажимными элементами и объектом закрепления	31
2.3. Взаимодействие зажимной цанги с корпусом патрона и объектом закрепления	49
2.4. Взаимодействие между зажимным патроном и приводом зажима	56
2.5. Передаточно-усилительные и упругие звенья зажимных механизмов	58
Глава 3. Характеристики зажимных механизмов, методы расчета и управления характеристиками (Кузнецов Ю. Н., Неделчев П. М.)	74
3.1. Основные требования к зажимным механизмам	74
3.2. Количественные оценки основных характеристик зажимных механизмов	79
3.3. Факторы, влияющие на основные характеристики зажимных механизмов	86
3.4. Характеристики зажимных цанг	98
3.5. Расчет сил зажима	106
3.6. Выбор оптимальной силы зажима	110
3.7. Уточненный поэтапный расчет сил зажима в цанговом патроне	115

3.8.	Особенности расчета сил зажима во вращающемся кулачковом патроне.....	120
3.9.	Графическое изображение силовых характеристик. Силовые портеры.....	121
3.10.	Регулирование и стабилизация силовых характеристик.....	126
3.11.	Особенности расчета жесткости зажима.....	130
Глава 4.	Анализ и моделирование процессов в системе зажимного механизма (Кузнецов Ю. Н., Волошин В. Н.).....	142
4.1.	Энергетический баланс и физические модели зажимных механизмов.....	142
4.2.	Влияние кинематических и динамических факторов на силовые характеристики зажимных механизмов.....	150
4.3.	Динамические и математические модели зажимных механизмов.....	161
4.4.	Теоретические исследования процесса подачи и зажима прутка.....	172
4.5.	Экспериментальные исследования процесса подачи и зажима прутка.....	187
4.6.	Анализ динамической жесткости системы патрон-деталь....	200
4.7.	Экспериментальные исследования статических и динамических характеристик упругой системы патрон-деталь.....	209
Глава 5.	Принципы создания зажимных механизмов с заданными характеристиками (Кузнецов Ю. Н., Волошин В. Н.).....	226
5.1.	Иерархия и принципы оптимального проектирования зажимных механизмов.....	226
5.2.	Комплексный показатель качества зажимных механизмов....	234
5.3.	Силовые потоки и контуры в зажимных механизмах, влияющие на принцип зажима.....	241
5.4.	Особенности структурно-схемного синтеза зажимных механизмов.....	248
5.5.	Дифференциально-морфологический метод структурно-схемного синтеза зажимных патронов.....	249
5.6.	Задачи оптимального синтеза зажимных механизмов.....	261

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.

В настоящее время при высоких скоростях резания обрабатывают около 200 марок металлов и сплавов, что обеспечивает многократное повышение производительности (в 3-10 раз и более) при повышении качества поверхности и точности обработки вследствие повышенного демпфирования в зоне резания, лучших условий образования и отвода стружки, уменьшения сил резания благодаря изменению характера разрушения материала и преобладания хрупкого разрушения.

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 устройств управления.

Одним из основных узлов металлорежущего станка является зажимной механизм (ЗМ), который оказывает значительное влияние на точность и производительность обработки заготовок, так как во многом определяет применяемые режимы резания, затраты вспомогательного времени, жесткость и виброустойчивость станка, точность установки деталей. ЗМ подолгу сохраняют традиционные конструкции, в результате чего нарушается их соответствие непрерывно совершенствующейся структуре станка в целом.

Обеспечение только необходимой силы зажима и прочности ЗМ в настоящее время уже недостаточно вследствие повышения требований к точности, жесткости, широте диапазона, быстродействию, быстроходности, перенадежности, многофункциональности и долговечности.

Настоящая монография посвящена принципиально новым конструкциям ЗМ постоянной и переменной структур. Среди ЗМ постоянной структуры внимание уделено высокоточным зажимным патронам для прутков, штучных заготовок и режущих инструментов с цилиндрическим хвостовиком. Среди ЗМ переменной структуры особо выделены те, которые автоматически перестраиваются при изменении других факторов. К таким ЗМ отнесены самонастраивающиеся ЗМ, имеющие дополнительную кинематическую цепь самонастройки в патроне или приводе, позволяющую автоматически выбирать зазоры между заготовкой и зажимными элементами.

Применение высокоточных, самонастраивающихся, широкодиапазонных, быстропереналаживаемых, быстродействующих, высокоскоростных и многофункциональных ЗМ способствует успешному решению проблем, связанных с созданием станков нового поколения, в том числе с параллельной кинематикой, внедрением станков с ЧПУ в гибких производственных системах (ГПС), повышением качества выпускаемой продукции, экономией металла и энергии, сокращением сроков конструкторских разработок.

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

Последние исследования и разработки авторов выполнены в соответствии с «Соглашением об академическом и научно-техническом сотрудничестве» ТУ-Габрово (Республика Болгария) и НТУУ «КПИ» (Украина) от 16.01.2003 г. и госбюджетной темой №2988 «Создание узлов и механизмов для высокоскоростной и прецизионной обработки на станках нового поколения с параллельной кинематикой» (регистрационный №0106U007223).

Отзывы и предложения просим направлять по адресу: Украина, 03056, г. Киев-56, проспект Победы, 37, НТУУ «КПИ», корпус 1, к. 222-1 или 03056, г. Киев-55, а/я 216, а также по E-mail: info@zmok.kiev.ua, zmok@mail.ru.

ПРИНЯТЫЕ СОКРАЩЕНИЯ

БДЗМ – быстродействующий зажимной механизм;
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;
МПП – механизм подачи прутка;
МТА – многошпиндельный токарный автомат;
МФЗМ – многофункциональный зажимной механизм;
МФПП – многофункциональный подающий патрон;
МЦС – многоцелевой станок;
ОТА – одношпиндельный токарный автомат;
ОТРА – одношпиндельный токарно-револьверный автомат;
П – патрон;
П-Д – патрон-деталь;
ППМ – 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;

ФС – фрезерный станок;

Ш-П-Д – шпиндель-патрон-деталь

ШЗМ – широкодиапазонный зажимной механизм;

ШУЗП – широкоуниверсальный зажимной патрон;

ШЦП – широкодиапазонный цанговый патрон;

ЭСП – эксцентриковый сверлильный патрон;

ЭСФП – эксцентриковый сверлильно-фрезерный патрон.

ГЛАВА 1. ЗАЖИМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

1.1. Назначение зажимного механизма 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 в виде вектора \vec{p} между заготовкой (с системой координат $X_3Y_3Z_3$) и режущим инструментом (с системой координат $X_HY_HZ_H$), которые расположены на подвижных рабочих органах (с системами координат соответственно $X_1Y_1Z_1$, $X_2Y_2Z_2$) [13, 14, 6].

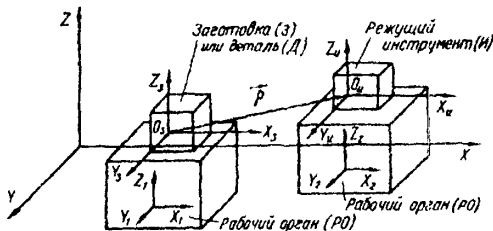


Рис.1.1. Схема координатных связей основных элементов в технологической системе металлорежущего станка

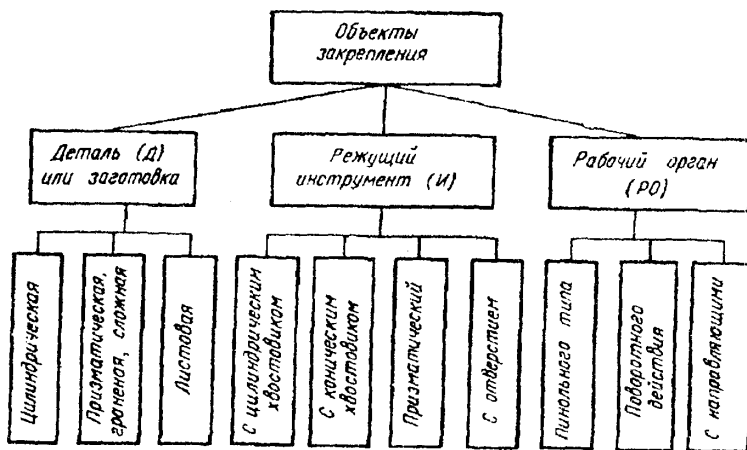


Рис.1.2. Структура форм объектов закрепления

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 $f_1(t)$ 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) [6].

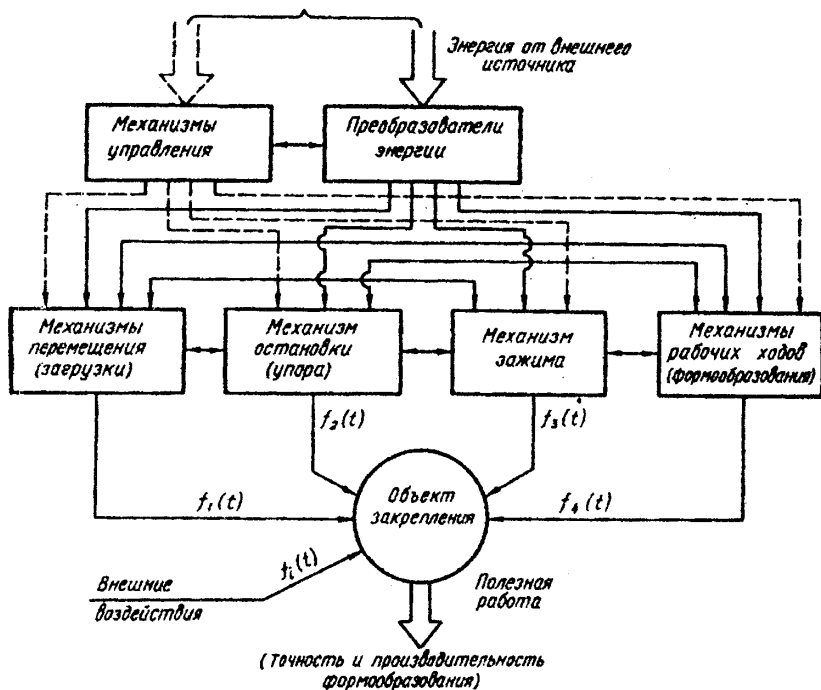


Рис.1.3. Обобщенная схема взаимодействия механизмов с объектом закрепления

Механизированный ЗМ как система состоит из следующих элементов (рис.1.4): источник энергии 1, командное устройство 2, силовое устройство 3, связывающие элементы 4 и исполнительное устройство 5, непосредственно обеспечивающее зажим [30]. Эти элементы индивидуально обособлены, но иногда силовое устройство, связывающие элементы и исполнительное устройство бывают объединены. При ручном управлении ЗМ мускульная сила прикладывается непосредственно к исполнительному устройству – зажимному патрону.

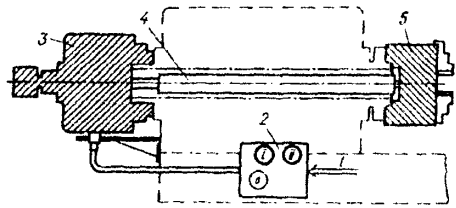


Рис. 1.4. Типовая схема механизированной системы ЗМ

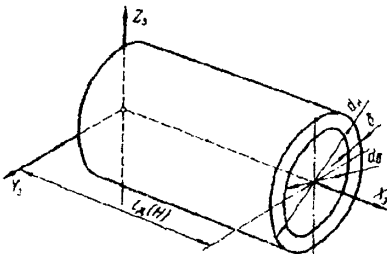


Рис. 1.5. К определению геометрических параметров цилиндрического объекта закрепления

Рассмотрим цилиндрические объекты закрепления (рис. 1.5), к которым относятся штучные сплошные и пустотелые заготовки, прутки и трубы круглого и профильного сечения в поперечном и продольном направлениях.

Основные размеры цилиндрических деталей можно выразить следующими коэффициентами:

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

где l_0 – длина цилиндрической детали; d_1 – наружный диаметр детали; H – высота; d_0 – внутренний диаметр пустотелой детали; δ – 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 и массы β и α_δ . 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 ($\beta \ll 1$, $\alpha_\delta < 1$), стержни ($\beta > 1$), трубы ($\beta > 1$, $\alpha_\delta < 1$).

Наружный диаметр круглого прутка (трубы) $d = d_n$ ограничен нижним и верхним пределами, установленными государственными стандартами [6, 10, 6].

1.2. Зажимной механизм – подсистема станка как технической системы

Анализ показал [13], что независимо от назначения, схемы работы и конструктивного исполнения системы ЗМ имеют общие структурную и функциональную схемы (рис.1.6), 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 [13, 14, 15, 1]. К ним относятся подсистемы привод - патрон (Пр - П) и патрон - деталь (П - Д), каждая из которых может быть в свою очередь многозвенной и сложной.

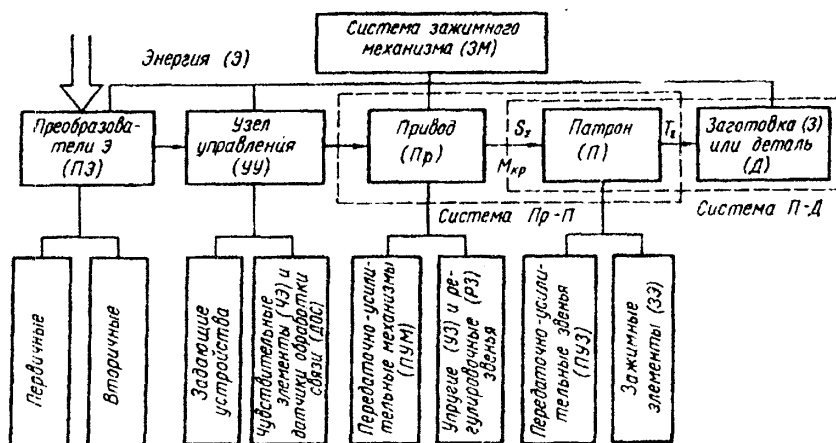


Рис. 1.6. Обобщенная структурно-функциональная схема ЗМ

С позиции системного подхода ЗМ как техническую систему можно представить на различных уровнях иерархии состоящим из подсистем

различных уровней [1, 13], т.е. сложная структура системы ЗМ имеет многоуровневое иерархическое деление на все более простые элементы. Так, например, ЗМ с геометрическим замыканием для токарного автомата функционально или конструктивно делят на основные узлы (рис.1.7): преобразователь энергии (ПЭ), узел управления (УУ), привод (Пр), патрон (П). Каждый узел делят на несколько подузлов (блоков, соединений, звеньев, механизмов): ПЭ – на первичный и вторичный (первичный ПЭ может быть в виде электродвигателя (ЭД), гидродвигателя (ГД) или гидронасоса и т. д.); УУ – на зубчатую передачу (ЗП) от электродвигателя, распределительный вал (РВ), кулачок зажима (КЗ); Пр – на передаточно-усилительный механизм (ПУМ), упругое звено (УЗ); П – на корпус (Корп.), передаточно-усилительное звено (ПУЗ), зажимной элемент (ЗЭ), упругий элемент (УЭ), вспомогательные элементы (ВЭ). В свою очередь, каждый подузел (блок) делят на несколько простых элементов (деталей). Например, в структуре привода ПУМ может быть (рис.1.8,а) рычажным (Р), клиновым (К); шариковым (Ш); зубчатым (З); винтовым (В) или комбинированным.

Передаточное звено (ПЗ) привода может быть в виде штока (Шт), трубы (Тр), их комбинации и может отсутствовать.

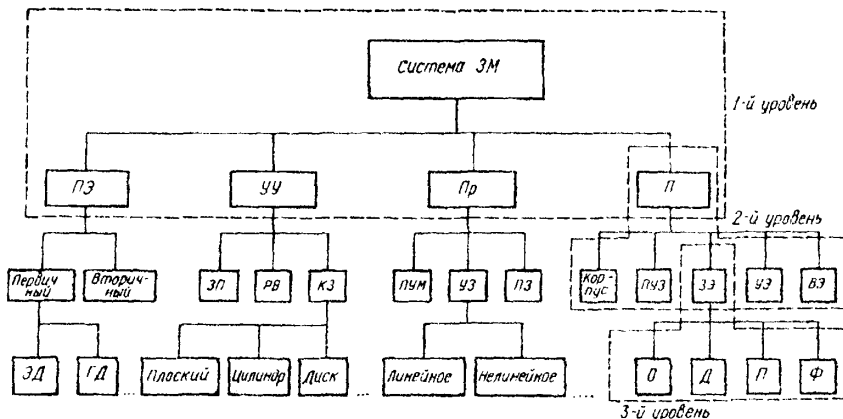


Рис.1.7. Трехуровневые иерархические деления структуры ЗМ с геометрическим замыканием токарного автомата

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

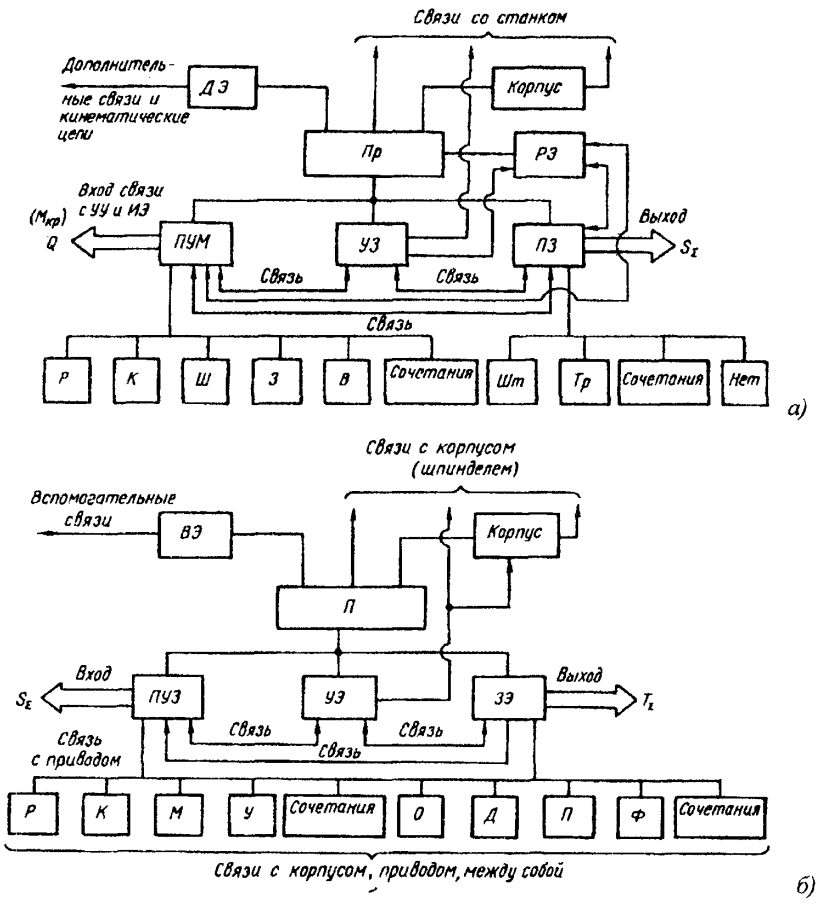


Рис. 1.8. Поэлементные структуры привода (а) и патрона (б) ЗМ механического исполнения

1.3. Классификация зажимных механизмов

ЗМ различают в зависимости от [3, 5, 9, 11, 15, 1, 6, 29, 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.1.9) : А – со сквозным отверстием в патроне (П), шпинделе и приводе (Пр); В – со сквозным отверстием в патроне; С – без сквозного отверстия;

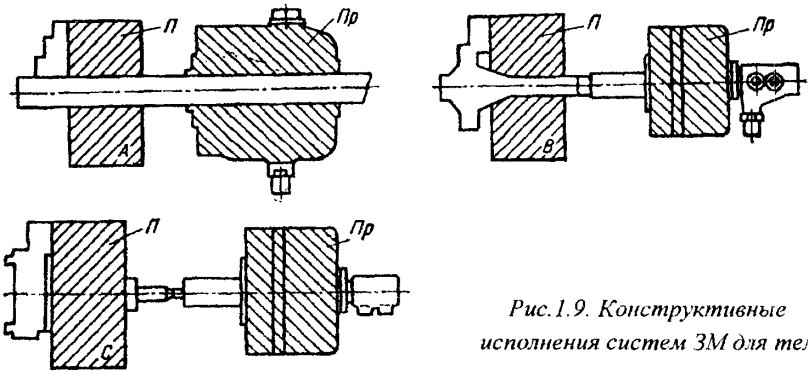


Рис.1.9. Конструктивные исполнения систем ЗМ для тел вращения

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.1.10,а); 2) с упругим силовым замыканием за счет потенциальной энергии сжимаемого при разжиге упругого звена в виде пружины или пакета тарельчатых пружин (рис.1.10,б); 3) с геометрическим замыканием, при котором сила зажима определяется натягом (упругой деформацией) цепи, отключенной от привода, в сторону объекта закрепления (рис.1.10,в,г); 4) с фрикционным замыканием в виде самоторможения (рис.1.10,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.1.10,ж,з).

Зажимные механизмы 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 [3, 13, 15, 16, 2, 26, 28], к которым можно отнести самонастраивающиеся, многофункциональные, с автоматическим регулированием характеристик и с автоматическим переключением кинематических цепей. Для токарных станков с ЧПУ, работающих в составе гибкого станочного модуля и встраиваемых в гибкие производственные системы, зарубежные фирмы (Forkardt, Rohm, Berg, Heinbuch, SMW, Mazak и др.) в зависимости от серийности производства, требуемой производительности, точности обработки, экономической целесообразности применяют зажимные патроны с быстросменными кулачками, а также автоматически сменные патроны, кулачки и цанги, что характеризует высокий уровень самонастройки ЗМ при использовании ЧПУ [11, 12].

Неупругое силовое замыкание (рис.1.10,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, -

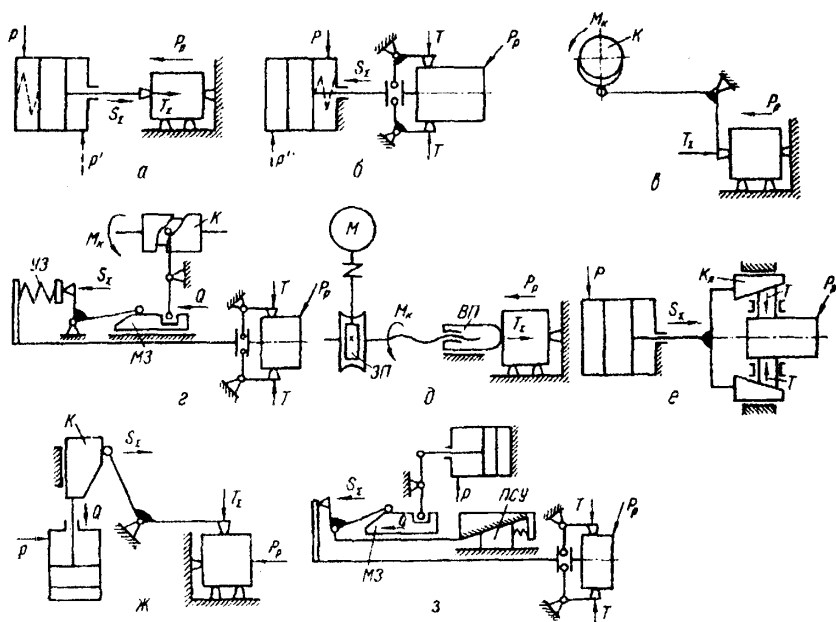


Рис. 1.10. Схемы ЗМ: а, б – с силовым замыканием; в, г – с геометрическим замыканием; д, е – с самоторможением; з – комбинированных

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.1.10,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 заготовок достигается увеличением длины пружины или подбором пакета пружин с нелинейной характеристикой [15, 16, 1].

Силовое замыкание прямого действия (рис.1.10,а) осуществляется без передаточно-усилительных, преобразовательных и самотормозящих передаточных звеньев. В этом случае осевая сила S_{Σ} от привода равна нормальной (радиальной) силе зажима T_{Σ} , поэтому дополнительных исполнительных органов не требуется. Если сила резания, направленная против силы зажима, больше S_{Σ} и силы трения, то шток перемещается на большую величину [9], 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.1.10,б).

Геометрическое замыкание осуществляется за счет геометрической формы деталей – кулачков К (рис.1.10,в) и муфт зажима МЗ (рис.1.10,г), имеющих фасонный участок с подъемом и участок постоянного радиуса или высоты, на котором происходит замыкание [4, 13, 15, 1, 6, 7, 29]. Геометрическое замыкание может быть жестким, т.е. без дополнительного упругого звена (рис.1.10,е), и упругим, т.е. с дополнительным упругим звеном УЗ (рис.1.10,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.1.10,г), что широко распространено на 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 деталей 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.1.10,д,е) или выполняются в виде фрикционных муфт [3, 2]. 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.1.10,ж, а переменной структуры с подвижным самотормозящим упором (ПСУ) [2, 30] – на рис.1.10,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].

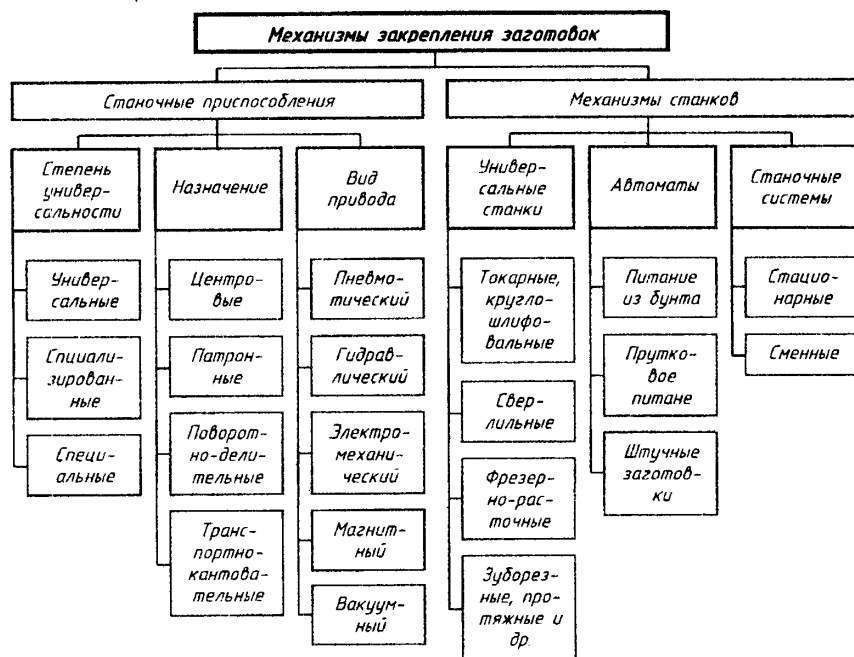


Рис.1.11. Классификация механизмов установки заготовок на станках

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, цанг, патронов и т.д.

На рис.1.12 изображена схема классификации зажимных патронов по восьми признакам. Эта классификация относится к зажимным патронам, применяемым в универсальных металлорежущих станках, но некоторые ее элементы могут быть отнесены и к патронам для станков-автоматов и станков с ЧПУ. Цанговые патроны могут классифицироваться и по другим признакам [4, 5, 25, 29].

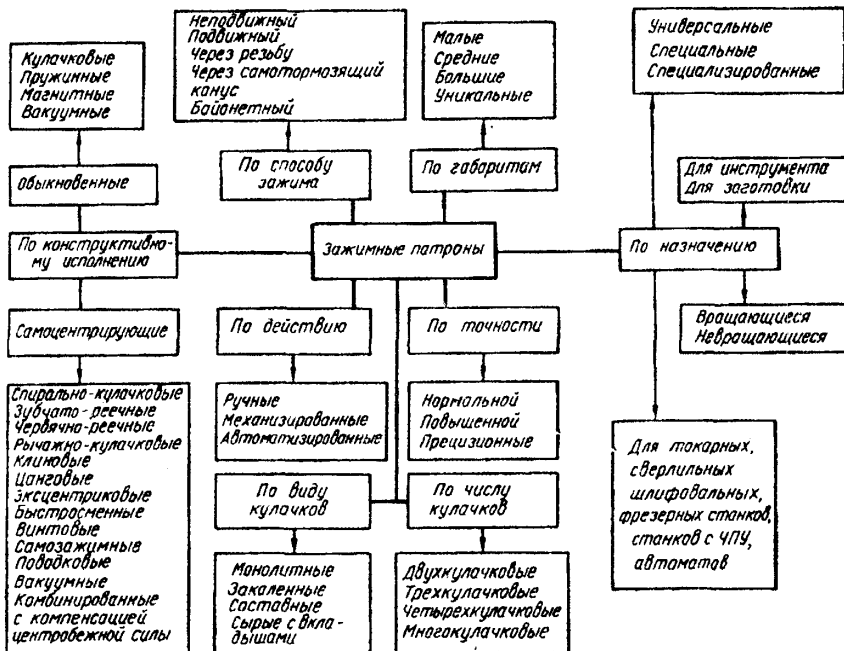


Рис.1.12. Схема классификации зажимных патронов

В прутковых автоматах широко применяются цанговые ЗМ. Область использования цанговых ЗМ и соответствующих им патронов расширяется с повышением точности зажима и ужесточением связей между элементами патрона [5, 13–16, 7]. С увеличением отклонения размеров зажимаемых деталей область применения традиционных цанговых ЗМ сужается [13, 16, 25], что требует создания принципиально новых ЗМ.

В одношпиндельных токарных автоматах (ОТА), к которым относятся фасонно-отрезные, продольно-фасонные и револьверные, кулачок 1 (рис. 1.13, а), расположенный на распределительном валу, через рычажную передачу 2 передает поступательное перемещение муфте 3, которая за счет фасонного профиля приводит в движение рычажки 5, а они в свою очередь – конусную втулку 7. Втулка 7 наезжает на цангу 8, упирающуюся в гайку 9, навинченную на шпиндель. Происходит зажим детали 10. В приводе таких механизмов упругое звено вообще отсутствует или выполняется в виде компенсатора 4 с линейной характеристикой. Разжим детали происходит за счет упругости лепестков цанги 8 и пружины 6.

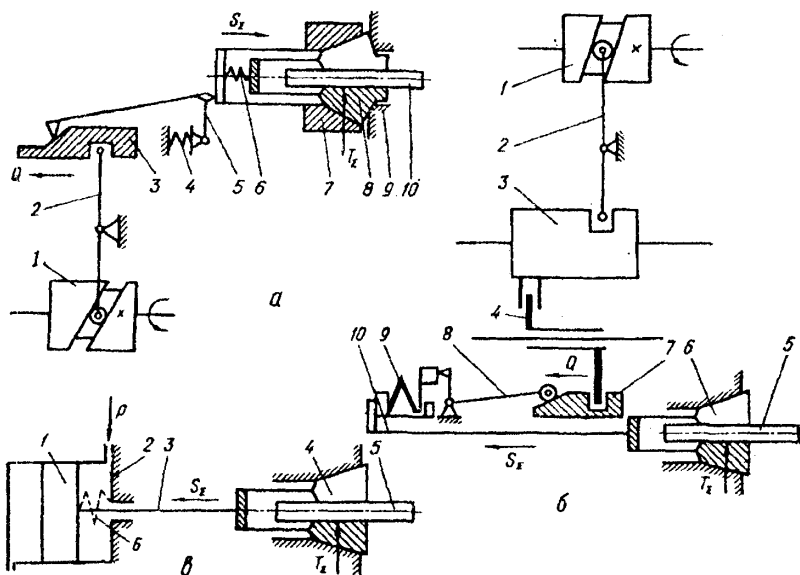


Рис. 1.13. Типовые схемы ЗМ с замыканием: а – геометрическим и с жестким линейным компенсатором; б – геометрическим и с нелинейным предварительно натянутым упругим звеном; в – силовым (гидравлическим или пружинно-гидравлическим)

В многошпиндельных токарных автоматах кроме кулачка 1 (рис.1.13,б) и рычажной передачи 2 устанавливаются ползун зажима 3 и вилка 4, которые перемещаются по скалкам, установленным в шпиндельном барабане. Каждый шпиндель имеет муфту 7, рычажки 8 и упругое звено 9, выполненное в виде предварительно натянутого пакета тарельчатых пружин с нелинейной характеристикой. Цанга 6, зажимающая пруток 5, связана с приводом трубой 10.

В токарно-револьверных станках, предназначенных для зажима прутков и штучных заготовок с большими отклонениями диаметра, широко применяется силовой гидро-, пневмопривод (рис.1.13,в). При подаче масла (воздуха) под давлением p в полость вращающегося цилиндра 2 поршень 1, труба 3 и цанга 4 перемещаются влево, зажимая пруток 5. Зажим может осуществляться пружиной 6, а разжим – гидравликой (пневматикой).

В металлорежущих станках с ЧПУ самоцентрирующиеся ЗМ могут группироваться по наиболее существенным признакам для облегчения изучения, производства и эксплуатации. Например, в многоцелевых станках типа «обрабатывающий центр» ЗМ делятся на две группы: для закрепления обрабатываемой заготовки и для манипулирования и закрепления инструмента [4, 14].

1.4. Влияние зажимного механизма на технико-экономические показатели станков

Рассмотрим это на примере ЗМ токарных автоматов [13, 16, 7, 29]. Повышение технического уровня токарных автоматов требует улучшения динамических характеристик их основных узлов и механизмов, среди которых важное значение имеет шпиндельный узел с цанговым ЗМ, представляющий собой систему шпиндель - патрон - деталь (Ш - П - Д). Один из недостатков токарных автоматов, снижающий их технико-экономические показатели и ограничивающих технологические возможности, - низкая и нестабильная радиальная жесткость системы патрон - деталь (П - Д) с одинарным зажимом [13], значительно влияющая на образование погрешностей деталей, приводящая к повышению припусков на последующие операции и ограничивающая частоту вращения длинного прутка ввиду возможности появления вибраций. Стабилизация жесткости системы П - Д по угловой координате снижает отклонение от округлости, что особенно важно при обработке коротких высокоточных деталей типа колец подшипников. Кроме того, увеличивается виброустойчивость станка и повышаются режимы резания.

В работах по исследованию динамики станков систему П - Д не выделяли [9, 20], а рассматривали обычно шпиндельный узел с заготовкой, что не

позволяло установить пути повышения динамического качества станка за счет улучшения показателей зажимного механизма. Чаще всего рекомендации сводились к снижению динамической податливости шпиндельного узла с опорами при сохранении конструкций ЗМ. В некоторой степени это объясняется тем, что многими исследованиями без резания проводили при снятом патроне, а также тем, что многими исследователями делались допущения о высокой жесткости ЗМ и не учитывалась взаимосвязь процессов установки и обработки деталей [2, 8].

Установка детали – это комплекс физических явлений, включающий: механизмы образования упругих отжатий в приводе ЗМ и системе П - Д, погрешностей установки детали в радиальном и осевом положениях с учетом упругих и пластических деформаций деталей и стыков, нарушения фрикционных связей между ними, а также тепловые, гидро- и газодинамические (рабочая среда – жидкость или воздух), электромагнитные явления и другие факторы.

Все факторы, влияющие на величину и отклонение основных характеристик зажима (силу, жесткость, точность, быстродействие), можно разделить на четыре основные группы:

- характеристики заготовки (материал и его физико-механические свойства; отклонения размеров, формы и шероховатость зажимаемой поверхности; масса, длина, форма поперечного сечения и т.д.);
- принцип зажима, структура, схема и конструктивные параметры ЗМ, определяющие вид силового потока в системе привод - патрон, тип силового контура ЗМ, привода патрона и направление зажимного усилия в системе П - Д;
- кинематические и динамические факторы (законы движения и массы звеньев; центробежные силы неуравновешенных частей; силы трения и сцепления и их разброс; частота и амплитуда колебаний; жесткость и демпфирующие свойства стыков и самих деталей ЗМ; схема нагружения заготовки) и их отклонения;
- взаимодействие по циклу и нагрузке с другими механизмами станка.

Основные характеристики ЗМ, механизмов подачи (МПП) и упора (МУП) прутка, выраженные через показатели качества установки, влияют на процесс резания [13, 4]. На структурной схеме (рис.1.14) показана взаимосвязь между входными параметрами, задаваемыми конструктором [материал и размеры обрабатываемой детали (Д)] при разработке нового и модернизации существующего станка [требования к механизмам управления (МУ), рабочих (МРХ) ходов, имеющих главное движение (ГД) и рабочую подачу (РП), и

холостых ходов (МХХ), в частности, к системе ЗМ, включающей преобразователь энергии (ПЭ), привод (Пр) и исполнительный орган – зажимной патрон (П); циклограмма работы (Цл)] и технологом [станок, приспособление – зажимной патрон, инструмент (И), схема и режимы обработки (Рж)], промежуточными параметрами, определяющими качество установки (загрузка, базирование и закрепление заготовки), и выходными параметрами, определяющими эффективность обработки детали.

К промежуточным параметрам по степени важности относятся: сила зажима C_z ; статическая жесткость зажима $Ж_C$; точность установки радиальная $TУ_p$ и осевая $TУ_0$; прочность элементов $П_э$; широкодиапазонность $ШД$; быстродействие $Б_д$; быстроходность $Б_х$; долговечность $Д_д$; металлоемкость $М_т$ и технологичность $Т_х$. Эти показатели характеризуют степень совершенства ЗМ. Стабильность силовых, жесткостных и точностных характеристик установки в последнее время становится все более важным показателем, так как во многом определяет основные показатели механической обработки деталей.

Выходные параметры характеризуются технологическими показателями как результат воздействия процесса резания в данной технологической системе станка на деталь [достигнутая точность обработки по диаметру ($ТО_d$) и длине ($ТО_l$), качество поверхности ($K_{юв}$), инструмент, станок и ЗМ (наджность H и долговечность $Д$)]. Эти параметры и их стабильность в значительной мере определяют производительность (ПО), устойчивость (УО) и экономичность (ЭО) обработки.

Если механизм процесса резания изучен достаточно хорошо, то механизм процесса установки заготовки в прутковых автоматах, как и в других металлорежущих станках, изучен мало. Полное представление о нем с учетом влияния многих факторов позволит решать задачи не только анализа, но и синтеза ЗМ с требуемыми характеристиками.

Функциональные связи между элементами структурной схемы определяют основные функции, характеризующие в совокупности математическую модель структурной схемы установки и обработки детали с выделением влияния установки на процесс резания при постоянных параметрах технологической системы станка, не связанных через нагрузки с системой ЗМ (см. рис.1.14). Функции F_{1y} связывают входные параметры с процессом установки; F_{y2} – процесс установки с показателями качества установки; F_{2p} – показатели качества установки с процессом резания; F_{3p} – процесс резания с выходными параметрами в виде технико-экономических показателей станка.

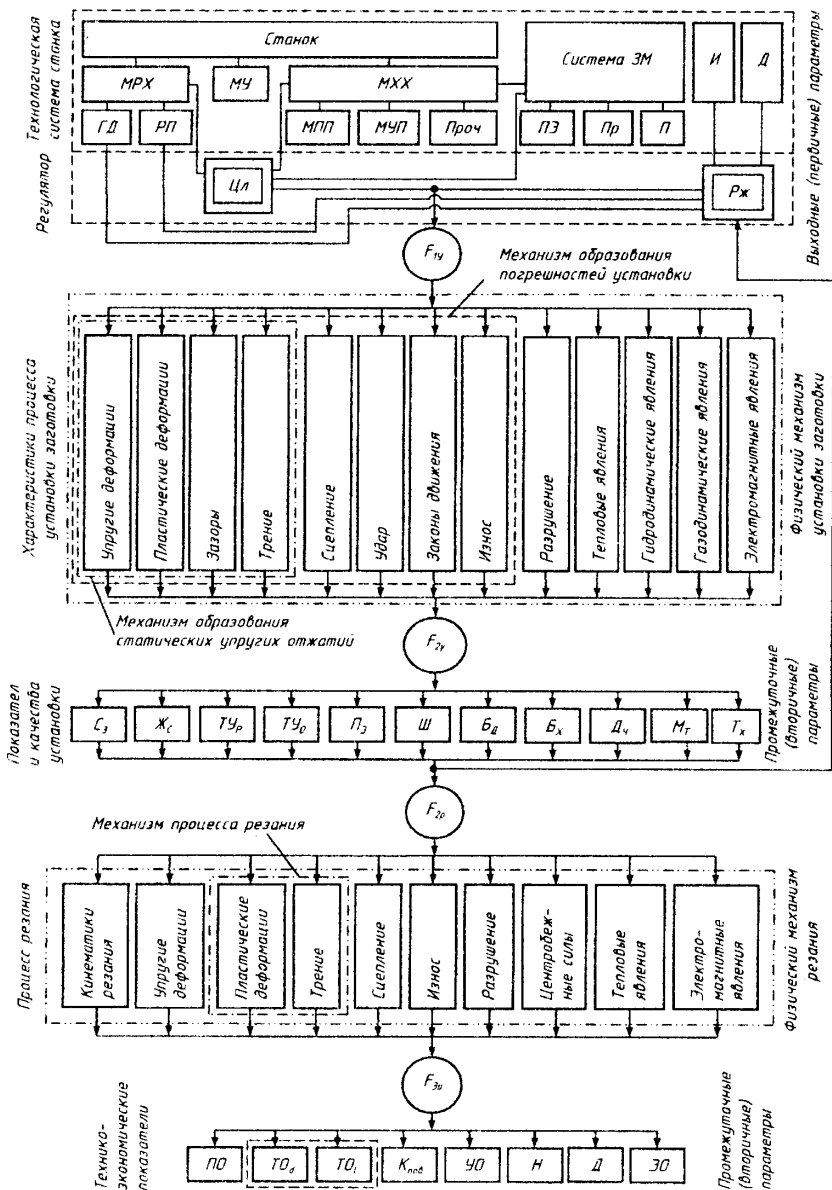


Рис. 1.14. Структурная схема процессов установки и резания заготовки на пружинном автомате

Основным результатом исследований ЗМ является теоретическое и экспериментальное получение функций $F_{12} = f(F_{1y}, F_{y2})$, связывающих промежуточные параметры (вторичные) с входными (первичные), а также экспериментальное получение функций $F_{y3} = f(F_{y2}, F_{2p}, F_{p3})$, связывающих выходные параметры станка и механической обработки с процессом установки. Полученные функции могут быть представлены в виде математических (аналитических и эмпирических) зависимостей и графически по результатам эксперимента и решения задач на ЭВМ.

Стабилизация и регулирование силы зажима на токарных автоматах и токарно-револьверных станках способствуют максимальному использованию резервов ЗМ с точки зрения повышения производительности и точности обработки, экономии энергии и сокращения расхода металла в стружку [13, 17-21, 28]. Объясняется это тем, что, если при изменении диаметра прутка Δd радиальная сила зажима изменяется от $T_{\Sigma \min}$ (для d_{\min}) до $T_{\Sigma \max}$ (для d_{\max}), то, с точки зрения надежной обработки, режимы резания определяются по $T_{\Sigma \min}$ (для d_{\min}). Установлено, что коэффициент перегрузки λ_m при $\Delta d = 0,5$ мм в цанговых ЗМ с силовым замыканием составляет 1,5...2, а с геометрическим – 1,5...4 и более, что зависит от жесткости привода зажима.

Возможность работы ЗМ при стабильной и оптимальной или максимальной радиальной силе ($T_{\Sigma \max} = const$) в случае отклонения Δd обрабатываемого прутка (особенно горячекатаного) создает резерв для работы на оптимальных повышенных режимах. Оптимальная сила зажима $T_{\Sigma \text{опт}}$, с одной стороны, определяется режимами резания, жесткостью системы П - Д, а с другой – отсутствием смятия, разрушения и искажения формы детали, прочностью и долговечностью ЗМ.

На примере поперечного точения детали видно [6], что возможность работы цангового ЗМ при стабильной и оптимальной силе ($T_{\Sigma} = const$) в случае отклонения Δd обеспечивает повышение производительности обработки за счет увеличения подачи s на величину Δs , т.е.

$$\Delta s / s = \lambda_T^{1/y_p} - 1 = \left(1 + (\varepsilon_T \Delta d) / T_{\Sigma}\right)^{1/y_p} - 1,$$

где y_p – показатель степени в формуле главной составляющей силы резания P_2 ; $\varepsilon_T = \Delta T_{\Sigma} / \Delta d = (T_{\Sigma \max} - T_{\Sigma \min}) / \Delta d$ – показатель нестабильности радиальной силы зажима.

При отсутствии перегрузок в ЗМ с геометрическим замыканием для $\lambda_m = 1,5...4$ резерв относительного повышения производительности за счет

стабилизации силы зажима достигает $\Delta s/s = (1,5...4)^{1/0,75} - 1 = 0,7...5,3$, т.е. в среднем 300%.

Литература к главе 1

1. Автоматизация поискового конструирования (искусственный интеллект в машинном проектировании) / А.И. Половинкин, Н.К. Бобков, Т.Я. Буш и др.: под ред. А.И. Половинкина.-М.: Радио и связь. – 344 с.
2. Адаптивное управление технологическими процессами / Ю. М. Соломенцев, В.Г. Митрофанов, С.П. Протопопов и др. – М.: Машиностроение, 1980. – 536 с.
3. Вейц В. Л., Фридман Л. И. Электромеханические зажимные устройства станков и станочных линий. – Л.: Машиностроение, 1973. – 262 с.
4. Волчкевич 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.
5. Дальский А.М. Цанговые зажимные механизмы. – М.: Машиностроение, 1966. – 168 с.
6. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении. Справочник.: В 2-х т. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство стандартов, 1989. Т.1. – 263 с.
7. Ильицкий В.Б., Микитянский В.В., Сердюк Л. М. Станочные приспособления. Конструкторско-технологическое обеспечение эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 208 с.
8. Колев К.С., Горчаков Л.М. Точность обработки и режимы резания. Изд. 2-е перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1976. – 144 с.
9. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб и доп. - М.: Машиностроение, 1983. – 277 с.
10. Косилова А.Г., Мещеряков Р.К., Калинин М.А. Точность обработки, заготовки и припуски в машиностроении. – Справочник технолога. – М.: Машиностроение, 1976. – 288 с.
11. Кузнецов Ю.И., Маслов А.Р. Оснастка для станков с ЧПУ. Справочник. М.: Машиностроение, 1990. – 512 с.
12. Кузнецов Ю.И. Конструкция приспособлений для станков с ЧПУ. М.: Высшая школа, 1988. – 303 с.
13. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов. Дис... докт. техн. наук: 05.03.01. – М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1984. – 515 с.

14. Кузнецов Ю.Н. Целевые механизмы для станков-автоматов и станков с ЧПУ. Учебн. пос. – К.: ООО „ЗМОК”, ИП „ГНОЗИС”. – 2001. – с.
15. Кузнецов Ю.Н., Кухарец А.В. Новые зажимные механизмы станков-автоматов. – К.: Техніка. 1979. – 151 с.
16. Кузнецов Ю.Н., Срибный Л.Н. Повышение эффективности токарных автоматов. – К.: Техника. 1989. – 168 с.
17. Маталин А.А. Точность механической обработки и проектирование технологических процессов. – Л.: Машиностроение, 1979. – 318 с.
18. Микитянский В.В. Точность приспособлений в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1984. – 128 с.
19. Муминов Н.А., Исмаилов В.М., Сафаров Т. и др. Повышение точности обработки на одно- и многоинструментальных станках. – Ташкент: Фан, 1982. – 140 с.
20. Невельсон М.М. Автоматическое управление точностью обработки на металлорежущих станках. – Л.: Машиностроение, 1982. – 184 с.
21. Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н. Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков. – М.: Машиностроение, 1977. – 142 с.
22. Орликов М.Л. Пути улучшения конструкции зажимных механизмов токарных автоматов и револьверных станков. – В кн.: Автоматизация в машиностроении. К. – М.: 1955. С. 53-66.
23. Палей М.М. Технологич производства приспособлений, штампов и прессформ. – М.: Машиностроение, 1971. – 242 с.
24. Подураев В.Н. Автоматические регулируемые и комбинированные процессы резания. – М.: Машиностроение, 1977. – 304 с.
25. 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.
26. 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.
27. Токарные многошпиндельные автоматы. / Под ред. В.И. Чергикало. – Кол. Авторов - М.: Машиностроение, 1978. – 309 с.
28. Трясунов Н.Г., Панков А.С. Механизмы для зажима некалиброванного прутка. – Станки и инструмент, 1954, № 9, С. 12-14.
29. Шаумян Г.А. Автоматы и автоматические линии. – М.: Машгиз, 1961. – 552 с.

30. Цървенков А., Чованов К., Велков В. Механизираны затыгащи средства. София: Техника, 1979. – 215 с.
31. Handbook of Fixture Design. A practical Reference book of Workholding Principles and Design for all Classes of Machining, Frank W. Wilson. – New York, Toronto, London, 1962.

ГЛАВА 2. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЗАЖИМНОГО МЕХАНИЗМА С ДРУГИМИ МЕХАНИЗМАМИ И ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ МЕЖДУ СОБОЙ

2.1. Согласование работы зажимного механизма с другими механизмами автоматизированного станка

В автоматизированном станке все исполнительные механизмы по основным функциям могут быть разделены на механизмы, выполняющие: а) только вспомогательные движения; б) только рабочие движения; в) как вспомогательные, как и рабочие движения [17].

К первой группе относятся механизмы холостых ходов (механизмы питания-загрузки, автоматической смены объектов, поворотные, делительные, транспортные). Эти механизмы, выполнив вспомогательные движения, не участвуют в процессе резания и поэтому не входят замкнутую динамическую систему стана, а следовательно, не оказывают влияния на динамическую жесткость и устойчивость. К ним с точки зрения повышения производительности и точности обработки предъявляются два противоречивых требования: быстродействие и точность позиционирования.

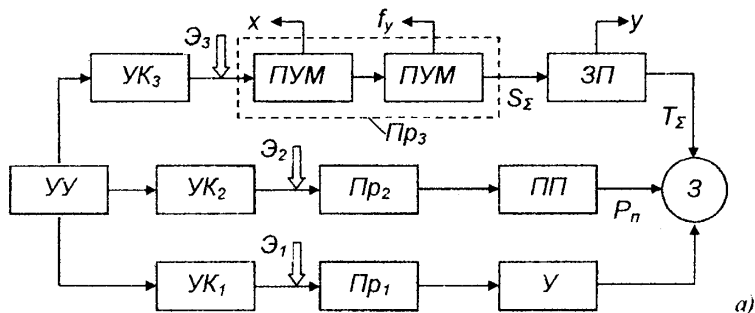
Ко второй группе относятся механизмы рабочих ходов (суппорты, силовые головки, резбонарезные пиноли, дополнительные устройства, расширяющие технологические возможности станков, силовые столы, шпиндельные узлы, шпиндельные барабаны и др.), которые непосредственно участвуют в процессе резания, обеспечивая движения формообразования (главное движение и движения подачи). От этих механизмов, входящих в замкнутую динамическую систему станка и непосредственно влияющих на параметры обработки (динамическую жесткость, устойчивость, размеры, форму и качество обработанной поверхности, режимы резания и др.), зависит производительность и точность обработки.

К третьей группе относятся механизмы, устройства и технологическая оснастка, выполняющие основную функцию – вспомогательные движения (холостые ходы) и участвующие после выполнения этой функции в процессе резания, т.е. входящие в замкнутую динамическую систему станка и влияющие на протекание процесса резания. Сюда можно отнести в первую очередь ЗМ, которые оказывают влияние на динамическую жесткость, устойчивость процесса резания и качество обработки. К ним могут быть отнесены поворотно-фиксирующие механизмы позиционных устройств, револьверных головок и многопозиционных резцедержателей.

Перечисленные механизмы, типичные для различного технологического оборудования и предназначенные для выполнения отдельных элементов технологического процесса и частных движений рабочего цикла, принято называть целевыми.

Расчленив все механизмы по их целевому назначению, можно найти общие принципы их проектирования (конструирования и расчета) и тем самым облегчить их выбор при проектировании технологических машин различного назначения [12].

Однако при расчленении исполнительных механизмов на отдельные целевые механизмы не следует их полностью изолировать друг от друга, так как нередко сложность конструктивного решения целевых механизмов зависит не столько от самого механизма, обеспечивающего выполнение данной функции, сколько от необходимости связывать действие этого механизма с действием остальных целевых механизмов во времени и пространстве. Например, в токарных прутковых автоматах согласованно с цанговым ЗМ работают механизмы подачи и упора прутка (рис.2.1).



Механизм	Положение	Такты									
		T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈		
Зажима (ЗМ)	Конечное (зажим)	■				■	■	■	■	■	■
	Начальное (разжим)		■	■	■						
Подачи (МПП)	Конечное (подача)				■	■	■	■			
	Начальное (набор)	■	■	■					■	■	■
Упора (МУП)	Конечное (выход)			■	■	■					
	Начальное (возврат)	■	■					■	■	■	■

б)

Рис.2.1. Общая блочно-функциональная схема (а) и тактограмма работы (б) механизмов зажима, подачи и упора прутка токарного автомата

На рис.2.1,*а* показана общая блочно-функциональная схема механизмов зажима, подачи и упора пруткового автомата с центральным управлением. Каждая цепочка состоит из управляющего кулачка (УК) (действие каждого УК синхронизируется от узла управления, например, через распределительный вал); источника энергии (Э); привода (Пр) и исполнительного элемента; упора (У) или подающего патрона (ПП), или зажимного патрона (ЗП). Графическое изображение последовательности работы механизмов показано на рис.2.1,*б* в виде тактограммы.

На привод и патрон в процессе зажима-разжима и при резании действуют возмущения, связанные, например, с колебаниями шпинделя, центробежными силами неуравновешенных частей, неуравновешенностью обрабатываемой детали (штучной заготовки или прутка) и т. д. В качестве периодического возмущающего воздействия на систему ЗМ оказывает влияние сама деталь (отклонения ее размера, жесткости, формы и т. д.).

Система ЗМ бывает замкнутой или разомкнутой. В *замкнутой* системе возможны общие обратные связи между деталью (выходом) и устройством сравнения (входом), между патроном и входом, приводом и входом. В этом случае в системе устанавливаются ЗМ с автоматическим регулированием в процессе зажима и при резани и с автоматической подналадкой до зажима или в процессе зажима. В *разомкнутой* системе ЗМ возможные местные условные обратные связи между деталью и патроном, деталью и приводом, патроном и приводом.

В станках с ЧПУ взаимодействие ЗМ с другими механизмами связано с требованиями быстродействия, постоянства силы зажима, участия в сложном сигналообмене по заданной программе (рис.2.2) [28].

2.2. Взаимодействие между зажимными элементами и объектом закрепления

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

В цанговом ЗМ для повышения силы зажима, момента, удерживающего заготовку от прокручивания; силы, препятствующей проскальзыванию заготовки, диаметр d_0 рабочего отверстия цанги следует выполнять меньше диаметра d зажимаемого прутка. Это приводит к возникновению кромочных контактов при положительном смещении y_0 оси рабочего отверстия цанги относительно оси заготовки.

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 ЗМ.

Для получения эмпирических зависимостей экспериментально установлено влияние различных факторов на контактные сближения h_k между зажимным элементом и заготовкой [9, 12]. Наименьшие значения сближения h_k имеет при отсутствии отклонения диаметра d заготовки 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 заготовки ($\Delta d < 0$) при угловом зазоре $\vartheta = 0$ параметр h_k увеличивается незначительно; зависимость носить почти линейный характер. При уменьшении диаметра заготовки ($\Delta d < 0$) 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 Δd 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 Δd , площадь контакта увеличивается, давления уменьшаются и начинают преобладать упругие деформации. Для повышения жесткости системы патрон-деталь (П-Д) необходимо создать радиальную силу зажима, выбирающую все зазоры за счет контактных сближений и обеспечивающую наименьшую податливость сопряжения между зажимным элементом и заготовкой.

При угловом зазоре $\vartheta = 0$ между зажимным элементом и заготовкой образуются линейные и поверхностные контакты, а следовательно, меньшие

удельные давления. Появление незначительных угловых зазоров ϑ в продольном сечении, особенно до 1° , приводит к резкому уменьшению площади контакта. При дальнейшем увеличении угла ϑ уменьшении площади контакта и увеличение 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° и 2° соответственно $h_k = 3,3$; 21 и 24 мкм. С увеличением угла охвата $2\gamma_0$ (или уменьшение угла внедрения $\gamma_s = 90 - \gamma_0$) при $\Delta d \neq 0$ контактное сближение h_k увеличивается; зависимость носит примерно линейный характер.

В процессе зажима заготовки контактные сближения и контактная жесткость изменяются и в зависимости от вида контакта (рис.2.3) определяются по формулам, приведенным в таб.2.1 и 2.2.

Кулачковые патроны взаимодействуют с заготовкой через кулачки, обеспечивая силовые и контактные взаимодействия, жесткость зажима (статическую и динамическую), возникновение контактных напряжений и деформаций, точность позиционирования и т.д.

Рассмотрим силовые и контактные взаимодействия между кулачками и заготовкой в спирально-кулачковых патронах с ручным механизированным зажимом. В таких ЗМ возможны три варианта установки заготовки (рис.2.4) [28]:

- 1) прямой кулачок и контактирование по всей длине базы кулачка L_1 , случай Π_1 (диаметр D_1) (рис.2.4,а);
- 2) прямой кулачок и контактирование только по длине L_2 , случай Π_2 (диаметр D_2) (рис.2.4,б);
- 3) обратный кулачок и контактирование по длине L_0 , случай O , который разделяется на два – зажима по диаметру D_3 и по диаметру D_4 (рис.2.4,в).

Значения диаметров установочных баз патрона с габаритом 250 мм приведены в табл.2.3.

Прямые и обратные кулачки имеют конструктивно заданные радиусы закругления R_k : $R_{1,2} = 35$ мм, $R_3 = 69$ мм, $R_4 = 100$ мм. В данном случае можно рассматривать три случая контактирования кулачка с гладкой цилиндрической заготовкой в поперечном сечении (рис.2.5): $I - R_3 < R_k$, $II - R_3 = R_k$ и $III - R_3 > R_k$.

Разнообразие заготовок с различными диаметрами, шероховатостью установочной поверхности, силой зажима и конструкций кулачков предполагает много вариантов, которые сводятся в три группы:

Таблица 2.1. Контактные сближения h_k мкм, жесткость стыка C_K , Н/мкм, зажимного элемента с заготовкой

Схема	Формула	Условия
Рис.1.19, <i>з, д, к, л</i>	$h_k = A_m \frac{T^m}{F_k^m} = BT^m$ $C_K = \frac{F_k^m}{A_m} T^{m-1} = \frac{T^{1-m}}{B}$	$\Delta d = 0$ $(r = r_0)$ $\vartheta = 0$
Рис.1.19, <i>е, м</i>	$h_k = T \left(A_m \frac{T^m}{F_k^m} + A_9 \vartheta \right) \approx TA_9 \vartheta$ $C_K = \frac{F_k^m}{A_m T^{m-1} + F_k^m A_9 \vartheta} \approx \frac{1}{A_9 \vartheta}$	$\Delta d = 0$ $(r = r_0)$ $\vartheta \neq 0$
Рис.1.19, <i>а-в, ж-и</i>	$h_k = T \left(\frac{A_d}{b} \Delta d + A_9 \vartheta + A_y \frac{\gamma_0^2}{\gamma_e} \right)$ $C_K = \frac{1}{\frac{A_d}{b} \Delta d + A_9 \vartheta + A_y \frac{\gamma_0^2}{\gamma_e}}$	$\Delta d \neq 0$ $(r \neq r_0)$ $\vartheta \neq 0$

Примечание: $C_K = T/h_k$; $B = A_m/F_k^m$; A_m - коэффициент, зависящий от материала и шероховатости поверхности (табл.2.2); A_d , A_9 и A_y - коэффициенты, зависящие от отклонений диаметра детали, характера продольного и поперечного внедрения (табл.2.2); m - показатель степени, равный 0,5 при плоском и 0,6 при круговом взаимодействии стальных деталей (табл.2.2); F_k - номинальная площадь контакта, см², при зажиме круглой заготовки $F_k = \pi d \gamma_0 b / 180^\circ$, а при зажиме плоской - $F_k = ab$; d - диаметр заготовки; a и b - ширина и длина рабочей части зажимного элемента; γ_0 - половина угла обхвата заготовки 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; γ_e - угол кромочного внедрения зажимного элемента в заготовку в поперечном сечении.

Таблица 2.2. Значения коэффициентов A_m , A_d , A_g , A_f и показателя степени m для различных пар контактирующих поверхностей.

Отклонение диаметра Δd	Контактирующая пара (зажимной элемент-деталь)	A_m	m	A_{d_1} , мкм/кН	A_{d_2} , мкм/(кН·град)	A_{f_2} , 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	-	-	-

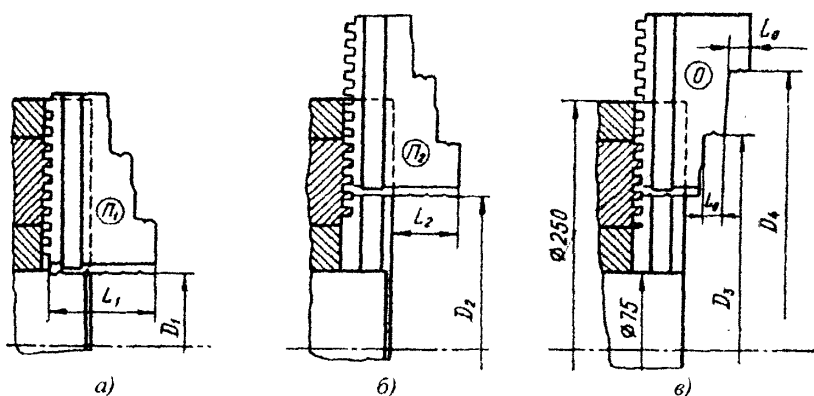


Рис. 2.4. Варианты установки заготовки в трехкулачковом патроне габарита 250 мм

Таблица 2.3. Вид и параметры установочной базы зажима в патроне с габаритом 250 мм

Вид зажима	Диаметр установочной базы, мм			Длина базы L , мм
	обозначение	минимальное значение	максимальное значение	
I_1	D_1	5	75	41,11
I_2	D_2	75	140	24,94
O	D_3	70	210	7,35
	D_4	130	270	7,35

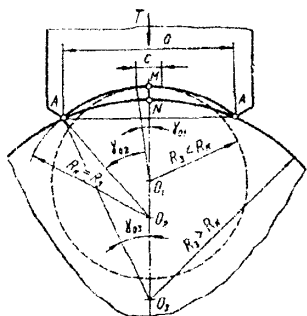


Рис. 2.5. Варианты контактирования кулачка радиусом R_k с гладкой цилиндрической заготовкой радиусом $R_3 < R_k$ (половина угла обхвата γ_{01} и ширина контакта c), $R_3 = R_k$ (γ_{02}) и $R_3 > R_k$ (γ_{03}) при базе a и силе T

1) кулачки шлифованные, заготовки гладкая с переменным диаметром ($D_3 < D_k$, $D_3 \geq D_k$) или радиусом кривизны ($R_3 < R_k$, $R_3 \geq R_k$), что изменяет условия контактирования и силу зажима, при которых гарантируется соблюдение требования нормального зажима;

2) условия по п.1, но заготовка не гладкая, а с различной шероховатостью установочной поверхности;

3) условия по пп.1 и 2, но в результате изменения силы зажима может получиться недожим (натянутый стык), нормальный зажим (натянутый стык) или пережим (перетянутый стык).

Рассмотрим заготовки групп 1 и 2. Для этих групп изменение нормальной радиальной силы зажима T пропорционально контактным сближениям h_k . В этом случае площадь контакта F_k между кулачком и заготовкой зависит от соотношения диаметров ($\Delta D = D_3 - D_k$) или радиусов кривизны ($\Delta R = R_3 - R_k$). Возможны три случая (рис.2.5): $D_3 = D_k$ ($\Delta D = 0$); $D_3 > D_k$ ($\Delta D > 0$) и $D_3 < D_k$ ($\Delta D < 0$), формулы для расчета площади контактов F_k которых приведены в таб.2.4.

Для универсального и механизированного патронов габарита 250 мм со стандартными кулачками в соответствие с табл.2.4 при значениях заострения прямых ($d = 2...6$ мм) и обратных ($d = 20$ мм) кулачков предложена номограмма в виде кривых (рис.2.6).

Таблица 2.4. К определению площади контакта F_k , мм², зажимного элемента с заготовкой.

Отклонение диаметра	Соотношение D_3 и D_k (или R_3 и R_k)	Формула
$\Delta D = 0$	$D_3 = D_k$ ($R_3 = R_k$)	$F_k = 0,035L_i \frac{D_k}{2} \arcsin \frac{2a}{D_k}$
$\Delta D > 0$	$D_3 > D_k$ ($R_3 > R_k$)	$F_k = \left[\frac{\pi D_k}{180} \left(\arcsin \frac{a}{D_k} - \arccos \frac{R_3^2 - R_k^2 + (b - h_k)^2}{D_k(b - h_k)} \right) \pm \right] L_i$ при условии $MN = \frac{a^2(R_3 - R_k)}{R_3 R_k}$
$\Delta D < 0$	$D_3 < D_k$ ($R_3 < R_k$)	$F_k = 0,035L_i R_k \times \arccos \frac{R_3^2 - R_k^2 - (b - h_k)^2 + (b + h_k)c}{2R_k(b + h_k)}$
Примечание: 1. L_i - длина базы контакта, зависящая от условия контактирования (рис.2.4); D_k - диаметр шлифованного кулачка. 2. Для прямого кулачка $z = -y + 0,29\sqrt{48R_3^2 - 36y - 6,93}$; $y = (R_3^2 - R_k^2 + b^2)/2b - a\sqrt{3}/6$; для обратного кулачка $z = -1,414y + 1,414\sqrt{2R_3^2 - y^2} - 28,28$; $y = (R_3^2 - R_k^2 + b^2)/2b - a/2$; $b = \sqrt{R_3^2 - (a/2)^2} - \sqrt{R_k^2 - (a/2)^2}$.		

Анализ кривых позволяет сделать следующие выводы:

1) с увеличением диаметра заготовки D_3 площадь контакта F_k увеличивается для тех типов контакта, для которых радиус кривизны заготовки R_3 меньше радиуса кривизны шлифованного кулачка ($R_3 < R_k$);

2) при силе зажима T , соответствующей контактному сближению $h_k = 0,02$ мм, заготовки с $\varnothing 20$ (Π_1); $\varnothing 92$ (Π_2); $\varnothing 122$ ($O(D_3)$); $\varnothing 148$ ($O(D_3)$) и $\varnothing 163$ имеют одинаковые площади контакта кулачков;

3) если заданы сила зажима и диаметр заготовки, то в отдельных случаях важен тип установки заготовки: для $\varnothing 90$ при установке Π_2 площадь контакта

$F_k = 63 \text{ мм}^2$ для $h_k = 0,02 \text{ мм}$, а при установке $O(D_3)$ $F_k = 32 \text{ мм}^2$ при той же силе зажима;

4) любая заготовка, имеющая максимальную площадь контакта зажимаемым элементом, гарантирует повышенные точность и жесткость при обработке резанием.

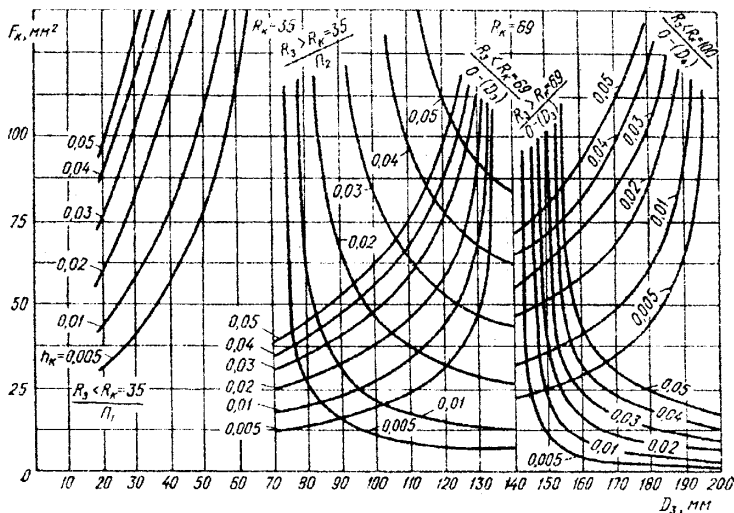


Рис. 2.6. Графики зависимости площади контакта кулачка от условий контакта (соотношения радиусов R_3 и R_k), контактного сближения h_k , пропорционального силе зажима T , и диаметра заготовки D_3

Если поверхность заготовки шероховатая и шероховатость получена в результате обработки резанием, то значение этой шероховатости можно определить по обобщенной зависимости

$$R_z = f(s, r, \chi_r, \chi'_r, H_{R_c}, v, t), \quad (2.1)$$

где s - подача, мм/об; r - радиус закругления вершины резца, мм; χ_r и χ'_r - главный и вспомогательный установочные углы резца, град.; H_{R_c} - твердость поверхности контакта; v - скорость резания, м/мин; t - глубина резания, мм.

В этом случае площадь контакта заметно уменьшается; процент уменьшения зависит от относительной опорной длины контакта

$$t_p = \frac{n_p}{L_1} 100\%, \quad (2.2)$$

где $n_p = \sum_{i=1}^q B_i$ - суммарная длина контакта, мм; L_i - общая длина базы зажима; B_i - длина контакта между кулачком и заготовкой при одной шероховатости и внедрении кулачка на глубину h_k (рис.2.7); q - количество контактов в общей длине зажима L_i .

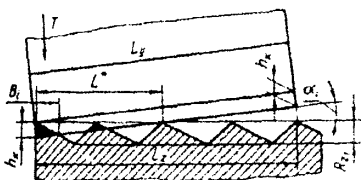


Рис.2.7. К определению площади контакта при повороте кулачка

наиболее часто встречающегося случая образования шероховатости шероховатость заготовки имеет среднее значение $R_z = 6...80$ мкм при дефектном слое $20...40$ мкм. Если примем, что средний шаг шероховатости равен подаче s и на чистой базовой длине L_i нет следов волнообразности, то число предельных контактов между кулачком и заготовкой при проникновении на глубину h_k и ширину контакта определим по формулам:

$$q = L_i / s; \quad (2.3)$$

$$B_i = s - r \left(\frac{1 - \cos \chi_r}{\sin \chi_r} \right) - (R_z - h_k) \left(\sqrt{\frac{2r}{R_z - h_k} - 1} + \operatorname{ctg} \chi_r' \right). \quad (2.4)$$

Анализ зависимости t_p от s (рис.2.8) показывает, что при малых силах зажима и шероховатости заготовки фактическая площадь контакта составляет $10...30\%$ от нормальной, а с увеличением силы зажима возрастает до $70...80\%$.

Если заготовка зажимается в трехкулачковом патроне, то угол поворота кулачка зависит от силы зажима T и зазора δ между направляющими кулачка и корпусом патрона (рис.2.8), так как поворот на угол α_i дополнительно уменьшает площадь контакта и вносит коррекцию в выражение для расчета относительной контактной длины t_p . Это выраженные принимает вид:

$$t_p = \frac{q^* + 3}{2} B_i, \quad (2.5)$$

где $q^* = L^*/S$; $L^* = h_1 H_1 / \delta$; δ - зазор в направляющих кулачка (рис.2.9,а); H_1 - мгновенная длина контакта с корпусом: $H_1 = 0,2\sqrt{2D_i + H + 0,5(D_n + D_0 + B_T)}$ для $2 \leq D \leq 76$; $H_1 = 0,2\sqrt{D_n + D_0 + 2H - 2(B_T + D_i)}$ для $76 \leq D \leq 200$, где D_n - наружный диаметр расположения кулачка; D_0 - внутренний диаметр расположения кулачка; B_T - ширина направляющей кулачка; D_i - текущий диаметр.

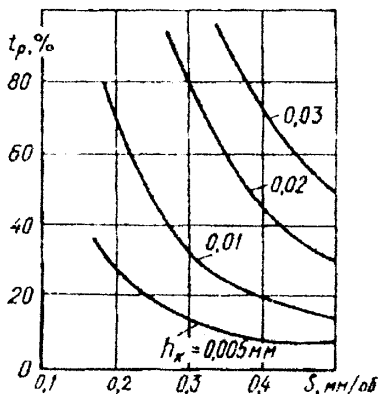


Рис.2.8. К определению уменьшения площади контакта при повороте кулачка

Для уменьшения вредного влияния вызванного поворотом кулачков уменьшающего площадь контакт дополнительно на 55%, следует предварительно обрабатывать шлифование кулачка под углом α вовнутрь (рис.2.9,а). При этом угол α не должен превышать 1...8 угловых минут (укло 1/400...1/4000).

При зажиме из-за зазоров передняя часть кулачков поворачивается на угол β_1 , что приводит к увеличению длины контакта. На рис.2.9,б показан изменения угла β_1 при увеличении диаметра заготовки D_3 , мгновенно длины контакта кулачка с корпусом H_1 при зажиме заготовки различного диаметра и величины плеча l_1 мгновенного центра A поворота кулачка вдоль главной оси. Точка пересечения графиков зависимостей α и β_1 соответствует диаметру заготовки, при котором кулачки контактируют по всей длине. При других углах α площадь контакта уменьшается. Анализ контактирования закаленных шлифованных кулачков и заготовки показывает, что сырые мягкие кулачки следует использовать и при мелкосерийном производстве для повышения площади контакта и достижения максимальной устойчивости работы при резании.

При расчете сил зажима и демпфирующих свойств системы патрона деталь необходимо учитывать условия нарушения фрикционной связи определяемые коэффициентами сцепления (трения) зажимного элемента деталью (заготовкой). Характер (вид) нарушения фрикционной связи зависит от следующих факторов: геометрических, механических, физических, химических. Основное влияние оказывают два первых фактора, в соответствии с которыми различают упругое, пластическое отгеснение и микрорезание

[12, 31]. Геометрический фактор характеризуется отношением глубины контактного сближения h_k (или Δ_k) к радиусу единичной неравномерности R_H . Условиями осуществления контакта и нарушения фракционной связи являются: для упругого оттеснения $\Delta_k h_k / R_H^2 < 0,01$; для пластического оттеснения $\Delta_k h_k / R_H^2 > 0,01$; для микрорезания $\Delta_k h_k / R_H^2 > 0,5(1 - 2\tau/\sigma_k)$.

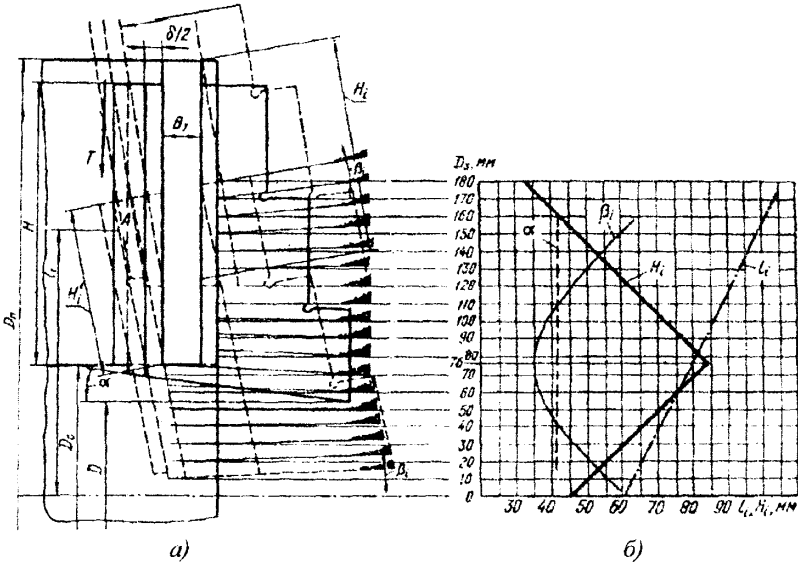


Рис.2.9. К определению поворота предварительно обработанного под углом α кулачка при постоянной силе зажима (а) и графики зависимости мгновенной контактной длины H_c , угла поворота β_1 , плеча поворота l_c от диаметра заготовки D_3 (б)

Экспериментальные исследования показали, что коэффициенты сцепления зажимного элемента с деталью μ_1 при прокручивании (рис.2.10,а) и μ_2 при проскальзывании (рис.2.10,б) с увеличением отклонения диаметра заготовки Δd уменьшаются. В этом случае уменьшаются площади контактов, удельные давления увеличиваются, что приводит к срезанию острыми кромками зажимного элемента верхних слоев заготовки, т.е. к микрорезанию.

Влияние на коэффициент сцепления сил зажима T_{Σ} и S_{Σ} (или давления по поверхности контакта) для разных значений Δd неодинаково [12, 28]. Если $\Delta d = 0$, то коэффициент сцепления μ_1 (рис.2.10.б) растет до определенного

значения, а затем падает, так как возникает угловое внедрение, при котором площадь контактной поверхности сопротивляющейся провороту, уменьшается. Если $\Delta d > 0$, то коэффициент сцепления μ_1 сначала падает, а затем возрастает. При больших Δd снижения μ_1 значительное, так как площадь контакта возрастает медленнее, чем нормальная сила. При дальнейшем натяге угловое внедрение уменьшается и площадь контакта увеличивается.

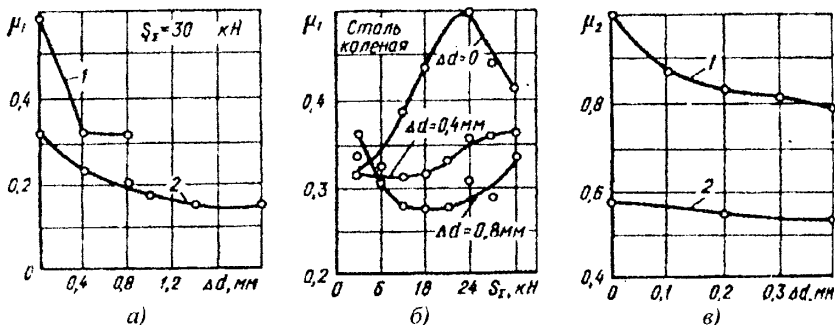


Рис. 2.10. Графики зависимости коэффициентов сцепления заготовок при прокручивании (а, б) и проскальзывании (в) от отклонения диаметра и от силы зажима в патронах с цапгами, имеющими кольцевые канавки (1) и гладкие губки (2)

На осевую силу проскальзывания P_{np} и момент прокручивания M_{np} в месте сцепления зажимного элемента с заготовкой влияют форма поверхности зажимных элементов, способ нагружения, состояние поверхностей контакта (сухая или смазанная поверхность) и др. В табл.2.5 приведен ориентировочные значения коэффициентов сцепления в момент сдвига для различных губок цапг. При движении заготовок коэффициенты сцепления уменьшаются в 1,25...1,5 раза и более (табл.2.6).

Для расчета коэффициентов сцепления μ_1 (μ_2) при прокручивании (проскальзывании) принято предположение о том, что момент (сила сцепления, направленный в сторону, противоположную моменту (силе вызывающему нарушение фрикционной связи (упругое отеснение, пластическое отеснение, микрорезание), представляет собой сумму моментов (сил) нормального и тангенциального сопротивления поверхностных слоев, также момента (силы) трения [12]. Сила сцепления $P_{сч}$, создающая момент сцепления и направленная по касательной к поверхности заготовки в плоскости перпендикулярной ее оси, соответствует моменту прокручивания M_{np} и коэф-

Таблица 2.5. Ориентированные значения коэффициентов сцепления покоя начального сдвига при зажиме в канале стальных не термообработанных заготовок ($d=d_0$) [3]

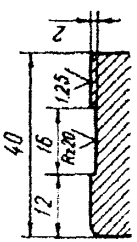
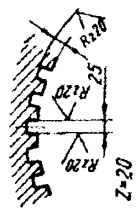
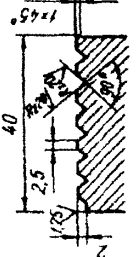

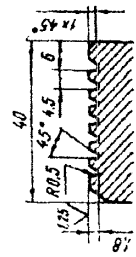

Профиль насечки в направлении		Коэффициент начального сдвига на поверхности					
продольном	поперечном	сухой			смазанной		
		μ_1	μ_2	μ	μ_1	μ_2	μ
Без насечки		0,35...0,4	0,6...0,7	0,45	0,35	0,7	0,35
	Без насечки	0,55	0,75...0,9	0,55...0,7	0,4	0,7	0,4
Без насечки		0,45...0,5	0,8...0,95	0,5	0,4	0,8	0,4
		0,45	1,0	0,45...0,6	0,45	1,0	0,45
		0,4	0,7...0,75	0,4...0,5	0,35	0,7	0,4

Таблица 2.6. Ориентировочные значения коэффициентов сцепления при движении стальных заготовок

Состояние заготовки	Губки цанги	μ_1	μ_2
Незакаленная	Гладкие	0,15...0,3	0,35...0,4
Закаленная		0,07...0,2	0,15...0,3
Незакаленная	С кольцевыми канавками	0,2...0,35	0,5...0,65
Закаленная		0,15...0,25	0,35...0,4

коэффициенту сцепления (трения) μ_1 ; (рис.2.11,а,в):

$$M_{np} = 0,5P_{сж}d = M_{сн} + M_{ст} + M_T = 0,5(P_{снМ} + P_{стМ} + F_{ТМ})d, \quad (2.6)$$

$$\mu_1 = 2M_{np}/dTz, \quad (2.7)$$

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 заготовки одним зажимным элементом.

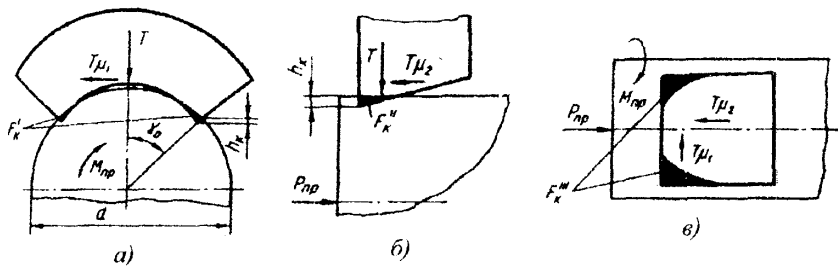


Рис.2.11. Схема для определения сил и коэффициентов сцепления зажимного элемента с заготовкой

Сила сцепления, направленная вдоль оси заготовки и удерживающая ее от проскальзывания, соответствует силе проскальзывания P_{np} и коэффициенту сцепления (трения) μ_2 (рис.2.11,б,в):

$$P_{сц0} = P_{пр} = P_{сн} + P_{сст} + F_T, \quad (2.8)$$

$$\mu_2 = P_{пр} / Tz, \quad (2.9)$$

где $P_{сн}$ и $P_{снм}$ - нормальные силы сопротивления поверхностных слоев соответственно вдоль оси заготовки и в плоскости, перпендикулярной ей; $P_{сст}$ и $P_{сстм}$ - тангенциальные силы сопротивления поверхностных слоев соответственно вдоль оси заготовки и в плоскости, перпендикулярной ей.

Аналитические зависимости для определения коэффициентов сцепления при прокручивании μ_1 и проталкивании μ_2 (табл.2.7) 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 [2]. Входящие в табл.2.7 значения коэффициентов трения покоя в 1,5...2 раза больше, чем при движении (табл.2.8).

Таблица 2.7. Приближенные формулы для определения коэффициентов сцепления зажимного элемента с заготовкой

Вид нарушения фрикционной связи	Коэффициент сцепления	Покой	Движение
Упругое отгеснение	μ_1	$\sigma_y F_k'' / T + f + \tau F_k'' / T$	$\sigma_y F_k'' / T + f$
	μ_2	$\sigma_y F_k' / T + f + \tau F_k'' / T$	$\sigma_y F_k' / T + f$
Пластическое отгеснение	μ_1	$\sigma_T F_k'' / T + f + \tau F_k'' / T$	$\sigma_T F_k'' / T + f$
	μ_2	$\sigma_T F_k' / T + f + \tau F_k'' / T$	$\sigma_T F_k' / T + f$
Микрорезание	μ_1	$\sigma_T F_k'' / T + f$	$\tau F_k'' / T + f$
	μ_2	$\sigma_T F_k' / T + f$	$\tau F_k' / T + f$

Примечание: $\tau \geq [\tau]$; $[\tau] \geq [\sigma] / (1 + \mu_{пр}) \approx 0,6 \dots 0,8 [\sigma]$; f - коэффициент трения (табл.2.8); σ_y и σ_T - пределы упругости и текучести заготовки; F_k' , F_k'' , F_k''' - площадь контакта, удвоенная при кромочных контактах относительно оси зажимного элемента, в направлениях соответственно действию момента $M_{пр}$ (рис.2.11,а), осевой силы P_o (рис.2.11,б), и нормальной силы T (рис.2.11,в).

Таблица 2.8. Ориентировочные значения коэффициентов трения зажимного элемента и заготовки

Пара	Коэффициент трения	
	покоя f_{Π}	движения $f_{\text{дв}}$
Сталь-сталь	0,12...0,2	0,1...0,14
Сталь-чугун	0,15...0,18	0,06...0,09
Сталь-бронза	0,18...0,2	0,11...0,13
Сталь-пластмасса	0,09...0,1	0,06...0,07
Сталь-текстолит	0,1	0,03...0,04
Примечание: при расчетах рекомендуется принимать соотношение $f_{\Pi}/f_{\text{дв}} = 1,5...2,0$		

Для определения площадей контакта F_k^l , F_k^* , F_k^m при изменении Δd необходимо решить геометрические задачи нахождения площадей фигур, образованных дугами окружностей и прямыми [4–7]. Для этого с достаточной для практики точностью можно использовать приближенные формулы, полученные из условия взаимодействия плоских тел с разворотом друг окружностей в прямые (табл.2.9) [12, 28].

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; ϑ и τ - в радианах; $\tau = 360(y - 0,5\Delta d)/\pi d\gamma_0$ - угол кругового внедрения, рад.

2.3. Взаимодействие зажимной цанги с корпусом патрона и объектом закрепления

Для упрощения расчетов обычно считают, что разность радиальных перемещений Δu_{Π} 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 Δd .

Таблица 2.9. Формулы для ориентировочного определения площадей контактов зажимного элемента с заготовкой

Отклонение диаметра	Схема	Площадь	Формула
$\Delta d > 0$		F'_k	$h_k^2 \frac{\pi d \gamma_0^2}{(y_0 - 0,5\Delta d) \cdot 360}$
		F''_k	$h_k^2 \vartheta$
		F'''_k	$h_k^2 \sqrt{\left\{ \left(\frac{\pi d \gamma_0^2}{(y_0 - 0,5\Delta d) \cdot 360} \right)^2 + 1 \right\} \times \sqrt{\vartheta^2 + 1}}$
$\Delta d = 0$		F'_k	$\frac{\pi}{360} (r_0 - h_k) \sqrt{h_k (2r_0 - h_k)}$
		F''_k	$\frac{h_k}{\vartheta} \cdot \frac{\pi r_0}{360} \gamma_0$
		F'''_k	$\frac{h_k}{\vartheta} \sqrt{h_k (2r_0 - h_k)}$
$\Delta d < 0$		F'_k	$h_k \sqrt{h_k (2r_0 - h_k)}$
		F''_k	$\frac{h_k}{\vartheta} \sqrt{h_k (2r_0 - h_k)}$
		F'''_k	$\frac{h_k}{\vartheta} \cdot \frac{\pi r_0}{360} \gamma_0$

Примечание: γ_0 - половина угла обхвата; ϑ - угол продольного внедрения; y_0 - начальное смещение оси отверстия цанги относительно оси заготовки; h_k - контактное сближение, определяемое по формулам табл.2.1; r_0 - радиус кривизны рабочего отверстия зажимного элемента.

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. 2.12) и продольном (см. рис. 2.16) сечениях [15]

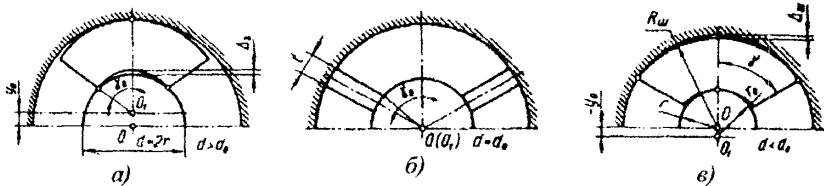


Рис. 2.12. К определению условий контактирования в поперечном сечении губки зажимной цанги со шпинделем и объектом закрепления при различных отклонениях его диаметра

Если $\Delta d > 0$ (рис. 2.12, 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 прутка:

$$y = 0,5(\sqrt{d_0^2 \cos^2 \gamma_0 + 2d_0\Delta d + \Delta d^2} - d_0 \cos \gamma_0), \quad (2.10)$$

а максимальное значение зазора по средней образующей между губкой цанги и прутком $\Delta_3 = y_0 - 0,5\Delta d$. Для $d = d_0$ центры O и O_1 совпадают, а $y_0 = 0$ (рис. 2.12, б).

При зажиме заготовки с $\Delta d < 0$ (рис. 2.12, в) центр кривизны O_1 губки цанги смещается относительно оси прутка O на

$$y_0 = 0,5\Delta d = |d - d_0|, \quad (2.11)$$

а между наружной поверхностью губки и шпинделем по средней образующей появляется зазор Δ_w , 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

$$\Delta_w = R_w + y_0 - \sqrt{R_w^2 + 2R_w y_0 \cos \gamma + y_0^2}, \quad (2.12)$$

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

Для нахождения углов обхвата γ_0 и γ можно использовать графики и зависимости $\gamma_0, \gamma = f(A)$ (рис. 2.13, а), где $A = t/d_0$ (или t/D_w). На рис. 2.13, б показаны графики для определения y_0 при $d_0 = 39...40$ мм, Δd_0 и γ_0 , из которых видно, что после $\gamma_0 = 30^\circ$ параметр y_0 увеличивается интенсивней, что

повышает радиальное перемещение губки не пропорционально отклонению диаметра заготовки.

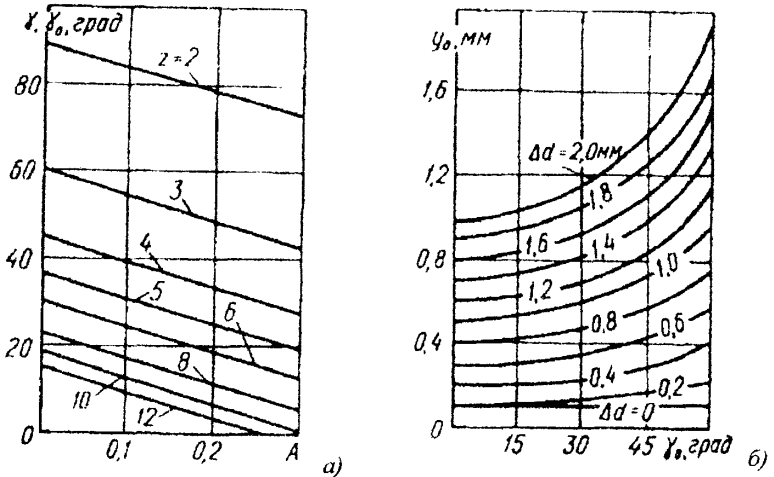



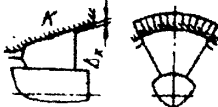


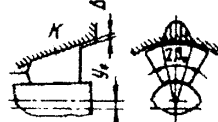




Рис.2.13. Графики зависимости γ , $\gamma_0 = f(A)$ (а) и $y_0 = f(\gamma_0)$ (б) при различных z и Δd

Если заготовка и зажимной элемент взаимодействуют по цилиндрическим или плоским поверхностям, то цанга и шпindelь - 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 ϑ , посередине - для нулевого, сзади - для отрицательного (табл.2.10). Угловой зазор ϑ_0 определяется разностью углов конуса цанги $\alpha_{ц}$ и шпинделя $\alpha_{ш}$, а также характером и значением продольного внедрения ϑ (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 $2\beta_0$ зажимной цанги со шпинделем в поперечном сечении. Угол β_0 изменяется в зависимости от действующих нагрузок и соотношения радиусов кривизны губки цанги и шпинделя в месте сопряжения (рис.2.14,а), определяемого отклонением диаметра зажимаемой заготовки Δd [10]:

Таблица 2.10. Виды контактов и нарушения фрикционной связи между губкой зажимной цанги и шпинделем при различных условиях взаимодействия

Отклонение диаметра	Виды контактов и нарушения фрикционной связи		
	$\vartheta_0 > 0$ ($\alpha_u > \alpha_{ш}$)	$\vartheta_0 = 0$ ($\alpha_u = \alpha_{ш}$)	$\vartheta_0 < 0$ ($\alpha_u < \alpha_{ш}$)
$\Delta d = 0$ ($d = d_0$) $y_0 = 0$	<p>Линейный</p> 	<p>Поверхностный</p> 	<p>Линейный</p> 
Упругое отгеснение $\sigma < \sigma_T, n_u \rightarrow \infty$			
$\Delta d > 0$ ($d > d_0$) $y_0 > 0$	<p>Точечный</p> 	<p>Линейный</p> 	<p>Точечный</p> 
Пластическое отгеснение $\sigma = \sigma_T, 1 < n_u < \infty$	Упругое отгеснение $\sigma < \sigma_T, n_u \rightarrow \infty$	Пластическое отгеснение $\sigma = \sigma_T, 1 < n_u < \infty$	
$\Delta d < 0$ ($d < d_0$) $y_0 < 0$	<p>Двухточечный</p> 	<p>Двухкромочный</p> 	<p>Двухточечный</p> 
Микрорезание $\sigma > \sigma_T, n_u \rightarrow 1$	Пластическое отгеснение $\sigma = \sigma_T, 1 < n_u < \infty$	Микрорезание $\sigma > \sigma_T, n_u \rightarrow 1$	
<p>Примечание: n_u - число циклов, приводящее к разрушению основы; σ - нормальные напряжения в контакте; σ_T - нормальные напряжения текучести</p>			

$$\beta_0 = \arcsin 2 \sqrt{\frac{2(1-\mu_n^2)P_\Sigma}{\pi E(y_0 - h_k)a_k \cos \alpha}} \quad (2.13)$$

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

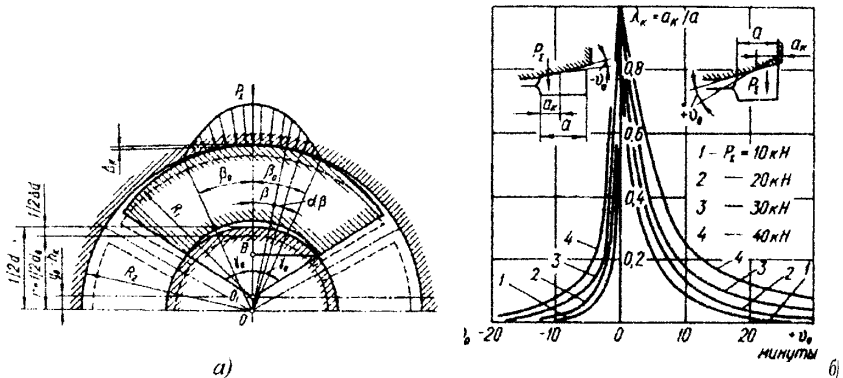


Рис. 2.14. Схема (а) и графики (б) для определения угла контакта губки цанги со шпинделем и фактической линии их продольного контактирования по средней образующей

По результатам экспериментальных исследований зажимных цанг различными угловыми зазорами ϑ по пятну контакта получены графики для $a_k = \lambda_k a$ (рис.2.14.б), где a - длина конической части цанги. Зная β_0 , и геометрических соотношений можно определить контактные деформации Δ_k сопряжении цанги со шпинделем в месте результирующей силы P_2 :

$$\Delta_k = 2 \left[R_1 \sin^2 \frac{1}{4} \alpha \left(\arcsin \frac{R_2 \sin \beta_0}{R_1} \right) - R_2 \sin^2 \frac{\beta_0}{4} \right] \quad (2.14)$$

Экспериментальные исследования показали, что на коэффициент трения между губкой цанги и шпинделем оказывают влияние отклонение диаметра прутка, угол контакта, скорость зажима, угловая скорость и амплитуда колебаний вращающегося прутка, время колебаний, смазка трущихся поверхностей и т. д. [12, 20–24, 27, 31]. Изменение контакта цанги со шпинделем в поперечном сечении учитывают введением приведенного угла трения:

$$\varphi_{пр} = \arctg \frac{2 \sin \beta_0 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{\sin \beta_0 \cos \beta_0 + \beta_0} - \alpha, \quad (2.15)$$

где φ - угол трения между цангой и шпинделем при контактировании по средней образующей (начальный угол трения); β_0 - в радианах. Для нахождения угла β_0 и приведенного угла трения φ_{np} построена номограмма (рис.2.15) для различных значений P_{Σ} (T_{Σ}), y_0 и φ .

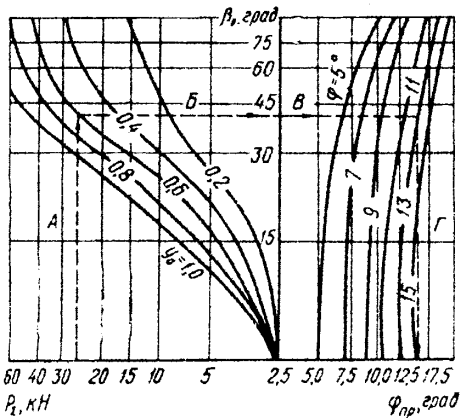


Рис. 2.15. Номограмма для определения половины угла контакта и приведенного угла трения при угловом зазоре $30'$

Пример. Найти приведенный угол трения φ_{np} зажимной цанги со шпинделем при $P_{\Sigma} = 25$ кН, $(y_0 + h_k) = 0,6$ мм и $\varphi = 13^\circ$. Пользуясь номограммой (рис. 2.15) 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 $\alpha_n = \alpha_m = \alpha$ изменяется соотношение плеч l_K и l_T (рис.2.16) в зависимости от отклонений диаметра зажимного объекта d от диаметра рабочего отверстия цанги, что приводит к

изменению коэффициента усиления патрона.

При зажиме, например, прутка с $\Delta d > 0$ плечо входного усилия l_{k1} больше плеча выходного усилия (радиальной силы зажима) l_{r1} (рис.2.16,а), что приводит к увеличению коэффициента усиления патрона при кромочных контактах.

При зажиме прутка с $\Delta d = 0$ плечи примерно равны $l_{k2} \approx l_{r2}$, а контакты губки цанги со шпинделем и прутком распределяются вдоль образующих (рис.2.16,б).

При зажиме прутка с $\Delta d < 0$ плечо l_{k3} меньше плеча l_{r3} (рис.2.16,в), что приводит к уменьшению коэффициента усиления при кромочных контактах.

Для указанных условий контактирования (рис.2.16) ориентировочные коэффициенты усиления цангового патрона с затяжной цангой при проверочных расчетах можно представить как результат трех эффектов: рычага, клина и кромочного контакта:

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

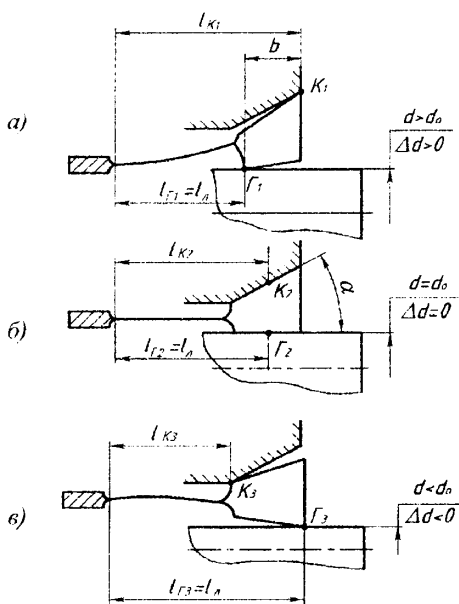


Рис.2.16. К определению условий контактирования в продольном сечении губки зажимной цанги со шпинделем и объектом закрепления при различных отклонениях его диаметра

где $k_p = l_K / l_{Г}$ - коэффициент усиления рычажной передачи; $k_k = \operatorname{tg}(\alpha + \gamma)$ - коэффициент усиления клиновой передачи; $k_y = \cos \gamma$ - коэффициент потери силы из-за кромочного контакта краев губки цанги со шпинделем (см. рис.2.12,б) при $\Delta d < d_0$ ($\Delta d < 0$) (рис.2.16,в).

Исходя из приведенных соображений получим следующие ориентировочные коэффициенты усиления:

$$\begin{aligned} \Delta d > 0 - k_{п\max} &= \frac{l_{K1}}{l_{Г1}} \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) = \\ &= \frac{l_{Д} + b}{l_{Д}} \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi), \quad (2.17) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta d = 0 - k_{пср} &= \frac{l_{K2}}{l_{Г2}} \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) = \\ &= \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) \quad (2.18) \end{aligned}$$

$$\Delta d < 0 \quad k_{п\min} = \frac{l_{K3}}{l_{Г3}} \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) \cos \gamma = \frac{l_{Д} + b}{l_{Д}} \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) \cos \gamma. \quad (2.19)$$

2.4. Взаимодействие между зажимным патроном и приводом зажима

Суммарная радиальная сила зажима T_{Σ} , создаваемая патроном в месте контакта зажимных элементов с заготовкой, и осевая сила S_{Σ} , развиваемая приводом зажима, связаны следующим образом [15]:

$$T_{\Sigma} = S_{\Sigma} k_n = C_y f_y k_n, \quad (2.20)$$

где C_y - жесткость упругой системы механизма; f_y - натяг упругой системы механизма, определяемый осевой деформацией всех звеньев, соединяющих

привод с патроном; k_n - коэффициент усиления патрона, который в зависимости от конструкции может быть постоянным или переменным.

Разброс силовых характеристик всего ЗМ определяется результирующими отклонениями силовых характеристик патрона и привода с различными схемами замыкания. В ЗМ с геометрическим замыканием осевая сила S_Σ изменяется при отклонениях размера Δd заготовки пропорционально натягу упругой системы механизма, а в ЗМ с силовым замыканием $S_\Sigma = const$ при постоянном давлении жидкости (воздуха). Деформация упругой системы механизма в общем случае определяется по формуле [16]:

$$f_y = f_{y,z} + \sum_{i=1}^i \lambda_i + \sum_{k=1}^k \delta_k, \quad (2.21)$$

где $f_{y,z}, \lambda_i$ - упругие перемещения соответственно упругого звена (компенсатора) и i -го тела на растяжение-сжатие, изгиб, кручение; δ_k - контактные сближения k -го сопряжения.

В ЗМ без упругого звена собственные деформации тел λ_i соизмеримы с контактными деформациями δ_k , а $f_{y,z} = 0$. Такие ЗМ с геометрическим замыканием устанавливают в автоматах продольного точения; они позволяют стабильно зажимать калибрование прутки 1-3 классов точности, однако возможности зажима прутков и штучных заготовок с большими отклонениями диаметра у них ограничены. В цанговых ЗМ без упругого звена необходимо учитывать влияние условий, взаимодействия цанги со шпинделем (или нажимной конусной втулкой) и прутком на деформацию упругой системы механизма, на перемещения зажимной цанги и трубы зажима. При геометрическом замыкании муфта зажима имеет постоянный ход, поэтому и ход трубы зажима будет постоянный:

$$x_{n,y} = x_T = f_y + \frac{\Delta + h_k}{u_n} = f_y + \frac{\Delta_{\min} + y_0 + h_k}{u_n} = const, \quad (2.22)$$

где Δ - зазор между зажимным элементом патрона и прутком; u_n - передаточное отношение патрона, равное для цанги $t g \alpha$; α - половина конуса губки; Δ_{\min} - минимальный зазор для прохождения прутка максимального диаметра (табл.2.11), регулируемый в приводе зажима.

Для гарантированного натяга упругой системы механизма необходимо соблюдать условие $x_m > (\Delta_{\min} + y_0) / u_n$.

Упруго-силовые характеристики и перемещения выходного звена привода оказывают влияние на характеристики зажимного патрона и его технологические возможности, что будем подробно рассмотрено далее.

Таблица 2.11. Минимальные зазоры между зажимаемой поверхностью заготовки и зажимным элементом (губкой цанги), мм

Зажимаемый объект	Диаметр зажимаемого объекта d , мм				
	5...15	15...30	30...50	50...90	Свыше 90
Прутковый материал	0,1...0,15	0,15...0,2	0,2...0,3	0,25...0,35	0,35...0,5
Штучные заготовки	0,08...0,1	0,1...0,13	0,13...0,18	0,18...0,25	0,25...0,35
Предварительно обработанная поверхность	0,02...0,04	0,04...0,06	0,06...0,08	0,08...0,12	0,12...0,18

2.5. Передаточно-усилительные и упругие звенья зажимных механизмов

Условия компоновки станка, необходимость преобразования движений, увеличение силы жесткости зажима, а иногда также необходимость обеспечения условий самоторможения и других требований определяют выбор точных механизмов зажимных устройств и их характеристики [25].

Применяют следующие передаточные механизмы (преобразователи механические (винтовые, клиновые, эксцентриковые, шарнирно-рычажные гидравлические (мультипликаторы давления, гидропластов преобразователи), пневмогидравлические и др.

Важнейшими характеристиками механических преобразователей являются: кинематическое передаточное отношение u - отношение скоростей ведомого звена к ведущему; коэффициент передачи сил ε - отношение движущей силы, приложенной к ведущему звену к силе сопротивления ведомого звена; коэффициент усиления $K_y = 1/\varepsilon$; коэффициент полезного действия η ; условия самоторможения; жесткость; компактность и технологичность конструкции.

Коэффициент усиления K_0 , соответствующий случаю отсутствия трения в механизме, равен кинематическому передаточному отношению u ,

коэффициент полезного действия передачи $\eta = K_y/K_0 = K_y/u$. При последовательном соединении простых передаточных механизмов общие коэффициенты усиления, передаточные отношения и к.п.д. равны произведению соответствующих коэффициентов простых механизмов.

В случае, когда учитываются силы, веса и упругости звеньев, дополнительные силы трения, зависящие от качества сборки механизма, а также движение ведущего и ведомого звеньев поступательное, коэффициент усиления определяется следующим выражением [25]:

$$K_y = \frac{Q}{P} = \frac{\frac{\cos \vartheta}{\cos \tau} \mp \sum \frac{\alpha_k \mu_k}{u_k}}{\pm \sum \frac{\beta_k \mu_k}{u_k}}, \quad (2.23)$$

где Q - сила сопротивления, приложение к ведомому звену; P - движущая сила, приложения к ведомому звену; ϑ - угол между направлениями силы P и входной скоростью $V_{вх}$ точки ее приложения; τ - угол между направлениями силы Q и выходной скоростью $V_{вых}$ точки ее приложения; $u = V_{вых}/V_{вх}$ - кинематическое передаточное отношение механизма; $u_k = V_{вых}/V_k$ - отношение скорости $V_{вых}$ к скорости V_k относительного движения звеньев в сопряжении K ; α_k, β_k - коэффициенты соответственно при силах P и Q , определяющие проекции сил реакции на направление равнодействующей в подвижном сопряжении K ; μ_k - коэффициент трения в сопряжении K .

Коэффициент трения зависит от многих факторов; наиболее точно учитывают реальные условия работы коэффициенты трения, полученные на основании результатов испытаний определенного типа механизма.

Если сила P нагружает подвижное сопряжения звеньев, то в числителе выражения (2.23) принимают знак «минус», а если разгружает – знак «плюс». В знаменателе принимают знак «плюс», а если сила Q нагружает то знак «минус», если разгружает подвижные сопряжения звеньев. При наличии знака «минус» в числителе и при определенных значениях параметров механизмов знаменатель может оказаться равным нулю, а значит и коэффициент усиления K_y . В этом случае произойдет заклинивание.

Опасными в отношении заклинивания являются те механизмы, у которых силы трения вызываются движущей силой P . Это объясняется тем, что сила P , являясь движущей, зависит от сил трения, а с другой стороны, нагружая подвижные сопряжения, сила вызывает трение. Поэтому при определенных критических параметрах механизма в следствие возрастания сил трения возрастает сила P , что в свою очередь вызывает рост сил трения и т. д. -

возникает «лавинный» процесс возрастания действующих нагрузок и происходят заклинивание.

Для уменьшения сил трения рекомендуется так выбирать схему нагружения, чтобы подвижные сопряжения были разгружены от действия движущей силы, а нагружались только преодолеваемой силой сопротивления, а иногда и дополнительной силой разгрузки. В этих случаях в числителе выражения (2.23) будет знак «плюс». Если в конструкции механизма обеспечить условия, исключающие возможность схватывания между собой трущихся поверхностей механизма, то такие механизмы не будут заклиниваться. Уменьшение сил трения и, следовательно увеличение K_v и к.п.д. η механизма могут быть достигнуты также уменьшением скорости V_k относительно движения звеньев в сопряжениях.

Необходимость учета вида нагрузки подвижных сопряжений механизма рассмотрим на примере выбора варианта передачи сил двумя последовательно соединенными ползунами, оси которых смещены между собой на заданную величину a (рис. 2.17). Подобные задачи возникают, в частности, при передаче движения вдоль оси шпинделя между деталями, расположенными на шпинделе и внутри его. Передача сил между ползунами возможна двумя способами: по схеме 1 – когда консоль жестко связана со вторым ползуном (рис.2.17,а) и по схеме 2 – когда консоль жестко связана с первым ползуном (рис.2.17,б). Такая разница в расположении консолей приводит к нагружению в схеме 1 направляющих второго ползуна моментом от движущей силы P , тогда как в схеме 2 движущая сила не нагружает ни один из ползунов (лучший вариант).

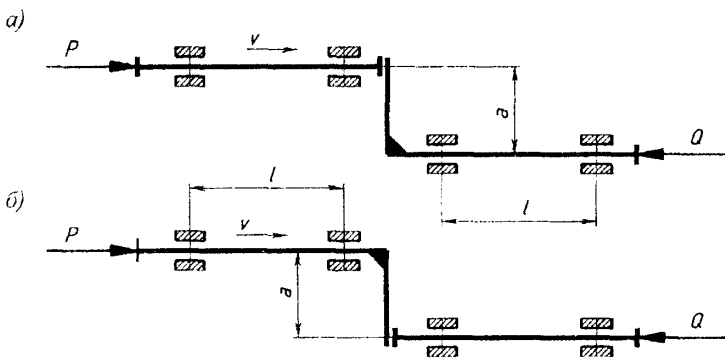


Рис. 2.17. Расчетные схемы передачи сил в ползунах: а) с заклиниванием; б) без заклинивания

Коэффициент усиления для схемы 1: $K_{y1} = 1 - 2\mu a/l$, а для схемы 2 $K_{y2} = 1/(1 + 2\mu a/l)$ (μ - коэффициент трения в направляющих; a , l - величины консоли и расстояния между силами реакций в направляющих). Таким образом оба способа принципиально отличаются между собой: при схеме 1 возможно заклинивание ($K_{y1} = 0$); тогда как при схеме 2, если не учитывать возможность схватывания между собой трущихся поверхностей, заклинивание невозможно ($K_{y2} > 0$).

Винтовые передаточно-усилительные звенья.

Самотормозящие винтовые механизмы широко применяются для закрепления обрабатываемых деталей и подвижных узлов станков. Крутящий момент, приложенный к винту для получения осевой силы Q при зажиме определяется по формуле [16, 25]:

$$M_3 = Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + M_{mp}, \quad (2.24)$$

где d_{cp} - средний диаметр резьбы; α - угол подъема винтовой линии резьбы; φ - приведенный угол трения на опорном торце.

Для уменьшения момента M_{mp} в конструкции винтового зажима обычно предусматривают упорные подшипники.

Крутящий момент, необходимый для растормаживания винтовой пары:

$$M_p = Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\varphi' - \alpha) + M_{mp}, \quad (2.25)$$

где φ' - приведенный угол трения в резьбе при растормаживании.

Рекомендуется принимать φ' на 30...50% больше, чем при зажиме φ , учитывая необходимость преодоления трения покоя, так называемое закрытое трение и др.

К.п.д. обычной винтовой пары при зажиме определяется выражением:

$$\eta_s = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}. \quad (2.26)$$

Обычно для самотормозящих винтовых пар $\eta_s < 0,5$

Клиновые передаточно-усилительные звенья.

Клиновые зажимы применяют в качестве промежуточного звена в сложных системах. Они просты в изготовлении, компактны, легко размещаются в приспособлении, позволяют увеличивать и изменять направление передаваемой силы. При определенных углах клиновый механизм обладает свойствами самоторможения. Для наиболее распространенного в приспособлениях односкосного клина (рис.2.18,а) при действии сил под

прямым углом имеем следующую зависимость, полученную из силового многоугольника для коэффициента усиления:

$$K_k = \frac{P}{Q} = \frac{\cos \varphi_3 \sin[\alpha \pm (\varphi_1 + \varphi_2)]}{\cos \varphi_1 \cos[\alpha \pm (\varphi_2 + \varphi_3)]}. \quad (2.27)$$

При знаке «минус» в формуле имеем зависимость для открепления клин. Самооторможение происходит при $\alpha < \varphi_1 + \varphi_2$. Если $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi$, то зависимость упрощается:

$$K_k = \operatorname{tg}(\alpha \pm 2\varphi). \quad (2.28)$$

При передаче сил под углом $\beta > 90^\circ$ (рис.2.18,б) зависимость между P и Q в виде коэффициента усиления из силового многоугольника имеет вид (при $90^\circ + \alpha > \beta$):

$$K_k = \frac{P}{Q} = \frac{\cos \varphi_3 \sin(\alpha + \varphi_1 + \varphi_2)}{\cos \varphi_1 \cos(90^\circ + \alpha - \beta + \varphi_1 + \varphi_2)}. \quad (2.29)$$

Если угол трения постоянен и равен φ , то

$$K_k = \frac{\sin(\alpha + 2\varphi)}{\cos(90^\circ + \alpha - \beta + 2\varphi)}. \quad (2.30)$$

Рычажные передаточно-усилительные звенья.

Рычажные зажимы аналогично клиновым применяют в сочетании с другими элементарными зажимами, образуя более сложные зажимные системы. С помощью рычага изменяют величину и направление передаваемой силы. осуществляют одновременное и равномерное закрепление заготовки в двух местах [25].

Для наиболее распространенного в зажимных устройствах двурычажного рычага (рис.2.19,а) отношение между силами N и Q найдем, беря сумму моментов относительно оси вращения O : $Nl_1 = Nfl_1' + Ql_2 + Qf_2l_2' + Sp$. Из силового многоугольника (рис.2.19,б) приближенно $S = \sqrt{N^2 + Q^2}$. В зависимости от соотношения плеч рычага возможны 3 условия: 1 – при $l_1 < l_2$ $S \approx 0,96N + 0,4Q$; 2 – при $l_1 = l_2$ $S \approx 1,41Q$; 3 – при $l_1 > l_2$ $S \approx 0,96Q + 0,4N$. Подставляя значения S в уравнение равновесия, получим коэффициент усиления:

$$\text{для условия 1} \quad K_p = \frac{N}{Q} = \frac{l_2 + f_2l_2' + 0,4p}{l_1 + f_1l_1' + 0,96p}; \quad (2.31)$$

$$\text{для условия 2} \quad K_p = \frac{N}{Q} = \frac{l + f_2l_2' + 0,41p}{l - f_1l_1'}; \quad (2.32)$$

$$\text{для условия 3} \quad K_p = \frac{N}{Q} = \frac{l_2 + f_2l_2' + 0,96p}{l_1 - f_1l_1' - 0,4p}; \quad (2.33)$$

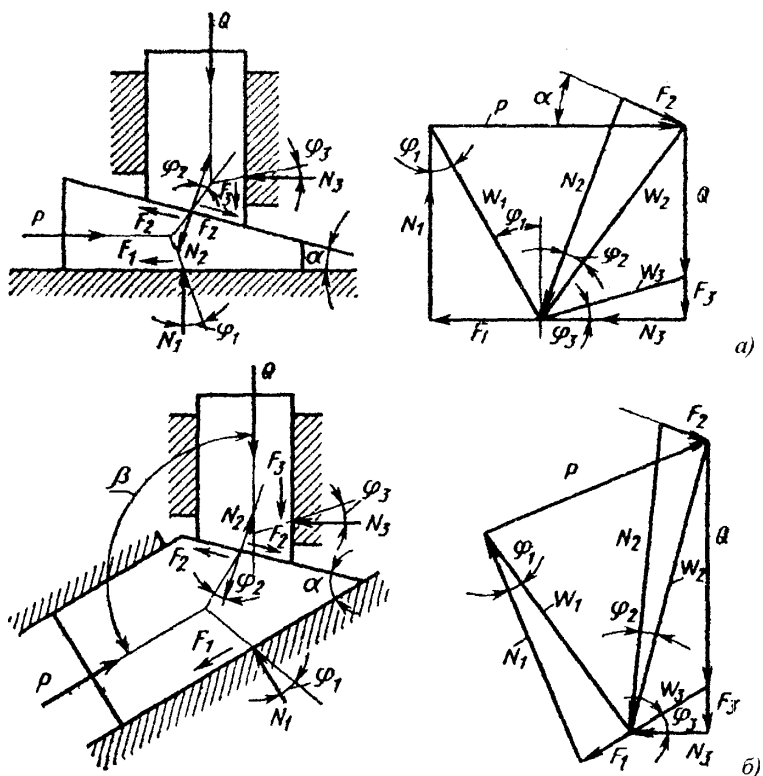


Рис.2.18. Действие сил в клиновом механизме: а) с углом 90° ; б) с углом более 90°

В этих формулах радиус круга трения $\rho = f'r$. Значения f' можно брать $0,18 \dots 0,20$. Из полученных зависимостей видно, что для уменьшения потерь на трение нужно уменьшать радиус оси и плеча l'_1 и l'_2 .

Расчетная схема рычажного механизма, применяемая в зажимных устройствах токарных автоматов и револьверных станков, при ведена на рис.2.20,а. Перемещение вдоль оси шпинделя зажимной муфты 1 влево силой Q вызывает поворот рычага 2 вокруг оси 3, перемещение трубы 4 силой S вправо и зажим заготовки.

Для уменьшения пути скольжения рычага относительно поступательно перемещающейся трубы, располагают ось шарнира рычага симметрично относительно дуги качения короткого плеча рычага.

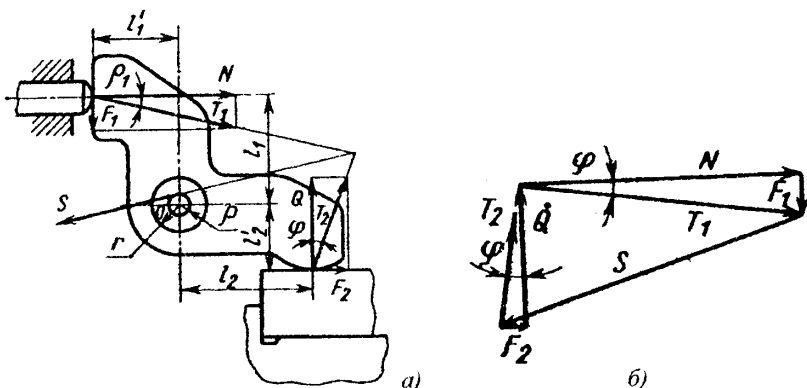


Рис. 2.19. Действие сил в рычажном механизме

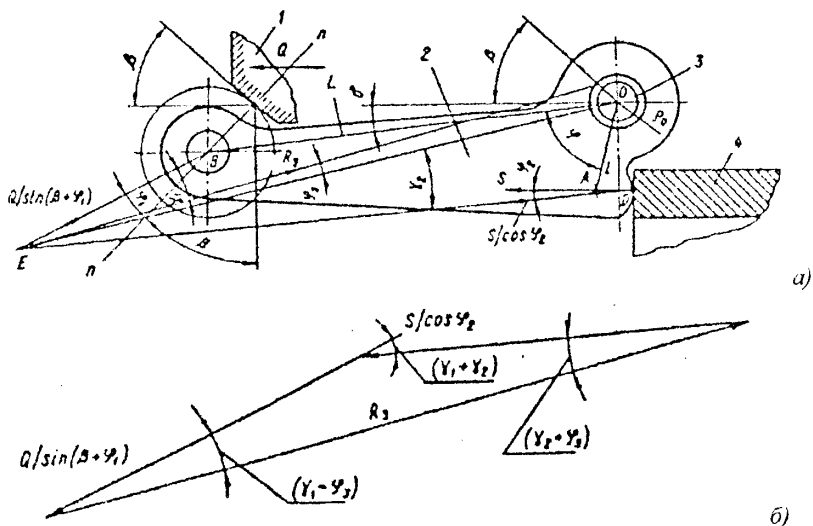


Рис. 2.20. Расчетная схема рычажного передаточно-усилительного механизма

Для определения коэффициента усиления механизма введем обозначения: L - расстояние между осями шарнира O и ролика B рычага; l - расстояние между осью шарнира O и центром A кривизны короткого плеча; φ - угол между линиями OB и OA ; δ - угол между линией, проведенной через ось шарнира, параллельной оси шпинделя и линией OB ; угол δ принимается со знаком «плюс» если линия OB повернута против часовой стрелки и со знаком

«минус» - если повернута по часовой стрелке; β - угол между касательной к профилю муфты и оси шпинделя.

Сила, приложенная к оси ролика рычага отклонена от нормали к профилю муфты на приведенный угол трения φ_1 ролика на оси и в контакте с муфтой и равна $Q/\sin(\beta + \varphi_1)$. К короткому плечу рычага приложена сила, отклоненная от нормали, параллельной от оси шпинделя, в точке контакта В на угол трения φ_2 . Реакция R_3 оси рычага направлена по касательной к кругу трения радиуса ρ_0 . Все три силы пересекаются в точке Е. Угол φ_3 в оси рычага определяется из выражения: $\varphi_3 = \rho_0/l_{EO} = r_0\mu/l_{EO}$, где r_0 - радиус оси; μ - коэффициент трения; l_{EO} - расстояние между точками Е и О.

Из треугольника сил (рис.2.20,б): $Q/\sin(\beta + \varphi_1) \cdot \sin(\gamma_2 + \varphi_3) = S/\cos\varphi_2 \cdot \sin(\gamma_1 - \varphi_3)$. Откуда коэффициент усиления передаточно-усилительного механизма привода:

$$K_{np} = \frac{S}{Q} = \frac{\sin(\gamma_1 - \varphi_3) \cdot \cos\varphi_2}{\sin(\beta + \varphi_1) \cdot \sin(\gamma_2 + \varphi_3)}. \quad (2.34)$$

Углы γ_1 , γ_2 и φ_3 могут быть определены по заданным размерам механизма.

Коэффициент усиления механизма без учета трения K_0 равен кинематическому передаточному отношению u_{14} между скоростями V_1 и V_4 звеньев 1 и 4:

$$K_0 = u_{14} = V_1/V_4 = \frac{\sin\gamma_1}{\sin\beta \cdot \sin\gamma_2}. \quad (2.35)$$

Кинематическое передаточное отношение u_{14} может быть получено также из соотношения скоростей точек В и А рычага в направлении нормалей:

$$u_{14} = \frac{L}{l} \cdot \frac{\cos(\beta + \delta)}{\sin\beta \cdot \sin(\varphi + \delta)}. \quad (2.36)$$

В частном случае, при $\varphi = 90^\circ$ и $\delta = 0$ $u_{14} = Lctg\beta/l$.

Роликовые (шариковые) передаточно-усилительные звенья.

Для роликового (шарикового) передаточно-усилительного механизма привода коэффициент усиления при зажиме (рис.2.21,а):

$$K_{np} = \frac{S}{Q} = \frac{\cos(\alpha + \varphi) \cdot \cos(\gamma - \beta)}{\sin(\beta + \varphi) \cdot \sin(\alpha + \gamma + 2\varphi)}, \quad (2.37)$$

где α - угол между образующей конической поверхности ведомой детали и перпендикулярной к оси шпинделя; β - угол между касательной к профилю муфты зажима и осью шпинделя; γ - угол между образующей конической поверхности упорного кольца и перпендикуляром к оси шпинделя; φ - угол

трения.

Для упрощения расчета принято [12, 25], что поворот ролика относительно сопряженных поверхностей отсутствует, и при работе механизма происходит только трение скольжения. При определенных значениях углов β и γ коэффициент усиления K_{np} увеличивается с уменьшением положительных или отрицательных значений угла α ; с уменьшением угла β коэффициент K_{np} увеличивается.

При разжиге сила S' (обычно сила упругости цанги или дополнительных пружин) должна переместить ролики от оси шпинделя и прижать их к поверхности муфты с силой R (рис.2.21,б). Отношение сил при разжиге:

$$\frac{S'}{R} = \frac{\cos(\alpha - \varphi) \cdot \cos(\alpha - \beta)}{\sin(\alpha + \gamma - 2\varphi)} \quad (2.38)$$

Из анализа уравнений (2.37) и (2.38), а также графика на рис.2.22 следует, что улучшение условий зажима влечет за собой ухудшение условий разжима, при некоторых параметрах разжим невозможен. Таким образом, существенно увеличить K_{np} при зажиме путем изменения углов α и γ нельзя.

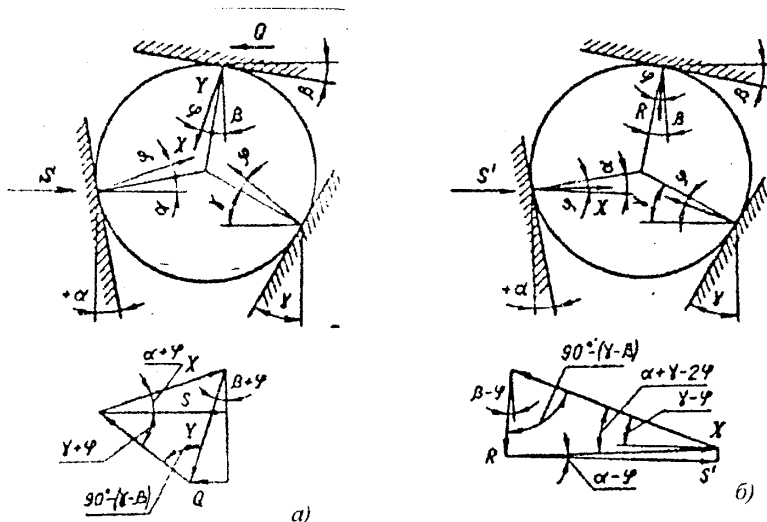


Рис.2.21. Расчетная схема роликового (шарикового) передаточно-усилительного механизма

В выполненных конструкциях обычно $\alpha = 0^\circ$ и $\gamma = 30^\circ$. Для этих углов и при $\varphi = 8,5^\circ$ ($\mu = \text{tg}\varphi = 0,15$) в момент окончания зажима, когда $\beta = 10^\circ$,

$K_{np} = 7,9$. Для случая, когда $\beta = 5^\circ$, $K_{np} = 5,3$. Роликовый механизм с углом $\gamma = 30^\circ$ соответствует рычажному с отношением плеч 1,18. Рычажный механизм в зажимных устройствах конструктивно может быть выполнен с отношением плеч до 4...7, что позволяет получить в 3,5...6 раз больше коэффициент усиления, чем при роликовом, и благодаря этому резко уменьшить силы передаваемые зажимной муфте приводом, что обеспечивает большую износостойкость механизма.

Упругие звенья.

В ЗМ с кулачковым приводом и геометрическим замыканием движение при зажиме передается через механизм замыкания и промежуточные звенья зажимному патрону. Механизм замыкания служит для увеличения силы зажима и геометрического замыкания системы. Допустимые отклонения заготовки от номинального размера зависят от жесткости всей системы зажимного устройства, которая определяется жесткостью отдельных деталей и стыков между ними. Требуемая характеристика жесткости всей системы может быть получена введением дополнительного звена-компенсатора.

Для стабилизации осевой силы зажима целесо-

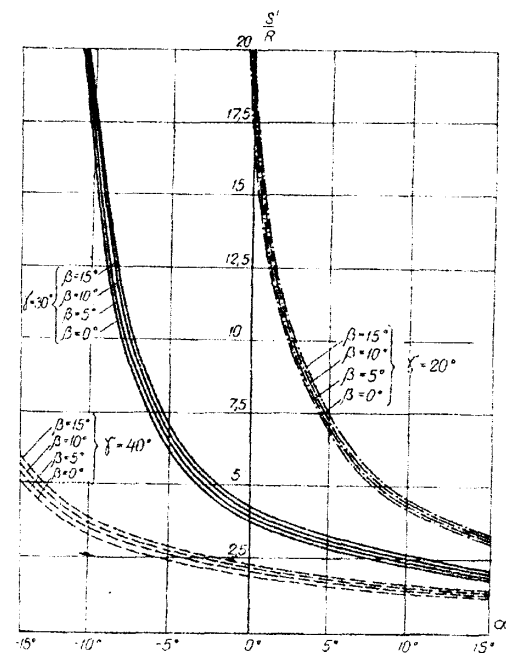


Рис. 2.22. График зависимости отношения сил S'/R при разжиме от угла α в шариковом (роликовом) передаточном усилительном механизме

образно вводить в систему упругое звено малой жесткости, поставленной с предварительным натягом [12, 15, 16, 25, 32]. Тогда до достижения усилия предварительного натяга деформация будет наибольшей, определяемой жесткостью системы без упругого звена малой жесткости; при больших силах зажима жесткость будет уже определяться этим упругим звеном. Наличие упругого звена с предварительным натягом полезно и тем, что дает возможность контролировать регулировку механизма так, чтобы получить

требуемую силу зажима заготовок. Необходимо, чтобы при минимальных размерах заготовки упругое звено только начинало деформироваться.

На графике (рис.2.23), построенном в координатах $S - f$ (сила зажима- суммарная деформация звеньев), приведены зависимости для различных вариантов жесткости системы. Минимально необходимая сила S_{\min} будет получена при зажиме заготовки минимального размера. Зажим заготовки наибольшего размера производится с наибольшей силой, допускаемой механизмом. Разность соответствующих величин f даст допуск Δd на размер заготовки. Чем больше будет разность величин S_{\max} и S_{\min} , тем больше будет допуск Δd . Очевидно, нецелесообразно чрезмерно перегружать механизм и принимать отношение S_{\max}/S_{\min} , больше, чем 2 или 3.

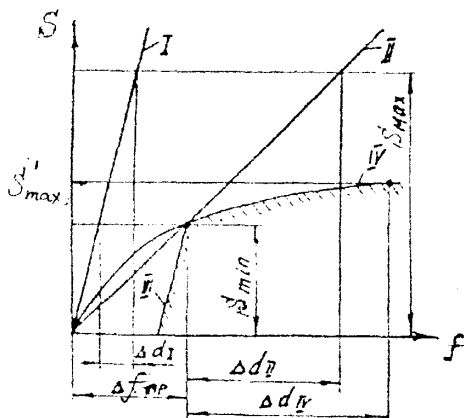


Рис. 2.23. Графики жесткости упругой системы привода ЗМ: I, II – с линейной характеристикой; IV – с нелинейной характеристикой пакета тарельчатых пружин; I, II – участка предварительного натяга

Если система имеет большую жесткость (кривая I), допуск будет Δd_1 . При меньшей жесткости системы (кривая II) допуск Δd_2 . При тех же значениях S_{\max} и S_{\min} будет гораздо большим. В случае малой жесткости системы и отсутствия предварительного натяга механизм замыкания должен иметь чрезмерно большой ход. Помимо полезной части хода, необходимой для Δd_2 , придется при каждом цикле работы механизма также деформировать систему на величину Δf_{np} для создания усилия S_{\min} .

Целесообразно поэтому ввести в систему упругое звено малой жесткости (кривая II), поставленное с предварительным натягом. Тогда до достижения усилия предварительного натяга деформация будет наибольшей, определяемой жесткостью системы без упругого звена малой жесткости (кривая III); при больших силах зажима жесткость будет уже определяться упругим звеном. Наличие упругого звена с предварительным натягом полезно и тем, что дает возможность контролировать регулировку механизма так, чтобы получить

требуемую силу зажима заготовок. Необходимо, чтобы при минимальных размерах заготовки упругое звено только начало деформироваться. Упругие звенья выгодно подбирать с нелинейной характеристикой (кривая IV), которую можно получить применением тарельчатых пружин [13].

Размеры и схемы пакетирования тарельчатых пружин выбирают по стандартам или, в случае необходимости, выполняют специальными в соответствии с требованиями конструкции узла. Упругая осадка каждого элемента тарельчатых пружин допускается в пределах до $0,8f_{\max}$, где f_{\max} - максимальная деформация элемента, при которой происходит полное его выпрямление (т.е. высота внутреннего конуса). Характеристику тарельчатых пружин для упругого звена выгодно подбирать так, чтобы в некоторых пределах упругая деформация происходила с малым изменением силы. Этому соответствует условие, $f_{\max}/\delta = \sqrt{2}$, где δ - толщина одной пружины.

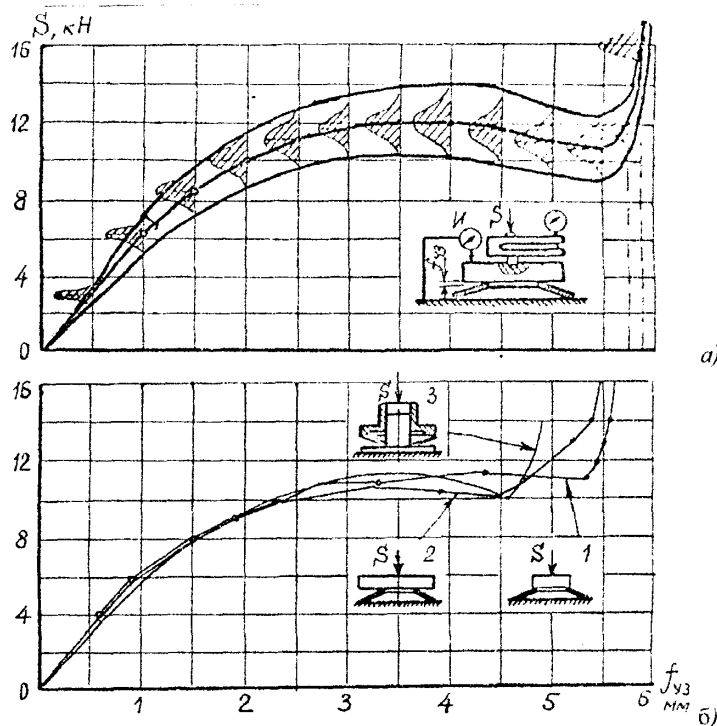


Рис. 2.24. Графики жесткости тарельчатых пружин цангового ЗМ автомата модели А240-6: а) партии в количестве 50 шт, нагруженных по одной в свободном состоянии; б) одной пружины при разных способах нагружения

Необходимо учитывать, что жесткость тарельчатых пружин в большей мере зависит, от способов их пакетирования и отклонении размеров элементов пружин (рис.2.24).

На характеристики упругости пакетов тарельчатых пружин, сложенных параллельно в одну сторону, большое влияние оказывают условия сопряжения конических поверхностей элементов и возникающие в этих сопряжениях силы трения при деформации пружин. Для уменьшения рассеяния характеристик упругости пакетов пружин можно ставить разграничители между отдельными элементами в виде колец.

При комплектировании пакетов тарельчатых пружин из элементов, сложенных навстречу друг другу, очень важно обеспечить малые отклонения их упругих характеристик. Если, например, собран пакет из двух элементов пружин I и II с разными характеристиками (рис.2.25), то при нагружении пакета силами P' и P'' на участках характеристик, мало отличающихся от линейных, соответствующие деформации f_1', f_2' и f_1'', f_2'' сравнительно мало отличаются между собой. В случае же нагружения пакета силой P''' пружина I меньшей жесткости будет работать на пологом участке своей характеристики и будет иметь несравнимо большую деформацию, чем пружина II; в пружине I возникнут гораздо большие напряжения. Поэтому упругие звенья между элементами, сложенными навстречу друг другу, должны комплектироваться в пакеты элементов примерно равной жесткости и работать на участке до пологой характеристики элемента минимальной жесткости (до P''').

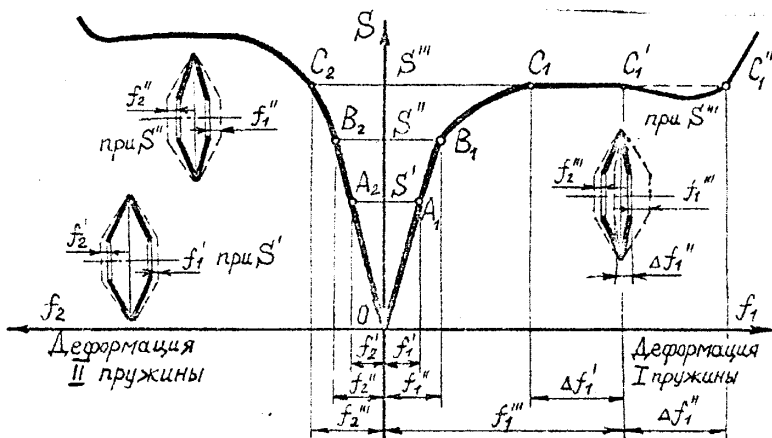


Рис.2.25. Этапы работы пакета из двух встречных тарельчатых пружин с различными характеристиками

В случае сравнительно небольшого допуска на размер зажимаемой заготовки могут применяться и упругие звенья с линейной характеристикой [3, 26, 32]. Такие звенья выполняются в виде плоских дисков из пружинной стали, между которыми располагаются промежуточные кольца. Поверхность образующих отверстий дисков выполняют по радиусу или с фасками, чтобы исключить возможность защемления дисков на сопряженной цилиндрической поверхности при их деформации.

Литература к главе 2

1. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости. – М.: Гостехиздат, 1953. – 264 с.
2. 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.
3. Дальский А.М. Цанговые зажимные механизмы. – М.: Машиностроение, 1966. – 168 с.
4. Демкин Н.Б. Фактическая поверхность касания твердых поверхностей. – М.: Изд-во, АН СССР, 1962. – 98 с.
5. Демкин Н.Б. Контактное трение шероховатых поверхностей. – М.: Наука, 1970. – 227 с.
6. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Камбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
7. Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
8. Крагельский И.В., Демкин Н.Б., Сидоренко Г.С. Формулы для расчета площади фактического касания. – Вестник машиностроения, 1963, № 10. – с. 11-14.
9. Кузнецов Ю.Н. Контактные деформации зажимного элемента патронов с поверхностью круглой заготовки. – Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1979, вып. 23. – с. 30-37.
10. Кузнецов Ю.Н. Расчет угла контакта зажимной цанги со шпинделем. – Станки и инструмент, 1970, № 8. – с. 20-22.
11. Кузнецов Ю.Н. Зажимная цанга со стабильной силой зажима. – Технология и организация производства. – К.: 1971, № 1. – с. 101-103.
12. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов. Дис. докт. техн. наук: 05.03.01. – М., МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1984. – 515 с.

13. Кузнецов Ю.Н. Влияние отклонений размеров и условий работы тарельчатых пружин на их характеристики. - Технология и автоматизация машиностроения. - К.: 1973, вып. 12. - с. 125-129.
14. Кузнецов Ю.Н. Долговечность цанг. - Технология и автоматизация машиностроения. - К.: 1974, вып. 13. - с. 46-55.
15. 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.
16. Кузнецов Ю.Н., Кухарец А.В. Новые зажимные механизмы станков-автоматов. - К.: Техника, 1979. - 151 с.
17. Кузнецов Ю.Н., Кузнецов В.Н. Выбор оптимального диаметра рабочего отверстия зажимной цанги. - Технология и организация производства. - К.: 1972, № 2. - с. 42-44.
18. 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.
19. Кузнецов Ю.Н., Торба В.В. К вопросу выбора параметров губки зажимной цанги. - Технология и автоматизация машиностроения. - К.: 1976, вып. 16. - с. 57-62.
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. Марков И.И., Гипп Н.Б. Влияние отклонения от круглости поверхностей цилиндрических изделий на точность их центрирования. - Вестник машиностроения, 1979, № 5, с. 14-18.
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. Проников А.С., Дальский А.М. Работоспособность цангового механизма. - Станки и инструмент, 1955, № 1. - с. 12-15.
27. Рыжов Э.В. Контактная жесткость деталей машин. - М.: Машиностроение, 1966. - 195 с.

28. 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.
29. Самонастриащи патронници и цангови затягащи механизми/ Ю.Н. Кузнецов, А.И. Цървенков, А.А. Вачев, С.П. Сяров; под общата редакция А. Цървенкова. – София: Държавно изд-во „Техника”; К.: Техника, 1989. – 162 с.
30. Торба В.В., Кузнецов Ю.Н., Якимчук Д.К. Исследование напряженно-деформированного состояния упругого гофрированного элемента. – Вестник КПИ. Серия машиностроение. – К.: 1977, вып. 14. – с. 39-40.
31. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х томах. Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978, кн.1 – 400 с.; кн.2 – 358 с.

ГЛАВА 3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ, МЕТОДЫ РАСЧЕТА И УПРАВЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

3.1. Основные требования к зажимным механизмам

В автоматизированных металлорежущих станках ЗМ оказывают значительное влияние на точность и производительность обработки деталей, определяют режимы и качество обработки, возможность сокращения припусков на последующие операции и уменьшения количества операций. Надежность закрепления подвижных узлов и автоматически сменяемых режущих инструментов после их установки в требуемое положение, что особенно важно в прецизионных станках и станках с программным управлением, определяет точность и стабильность обработки деталей. Быстродействие зажимных механизмов позволяет сократить вспомогательное время на установку, закрепление заготовок и съем обработанных деталей, установку и закрепление подвижных узлов и режущих инструментов в автоматическом цикле работы.

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, исключающие их относительное смещение, вибрации под действием собственного веса и внешних сил (резания, центробежных) и предотвращающие деформации и искажения формы и качества поверхности объекта закрепления.

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

Основные требования, предъявляемые к ЗМ при зажиме-разжиме (I состояние) и резании (II состояние) и объясняющие большое многообразие конструкций, показаны в виде структурной схемы на рис. 3.1 [33]. Кроме основных, к ЗМ предъявляются также дополнительные и специальные требования:

быстрая сменность и переналаживаемость, легкость регулировки, широта диапазона, защищенность, ремонтпригодность, возможность автоматической

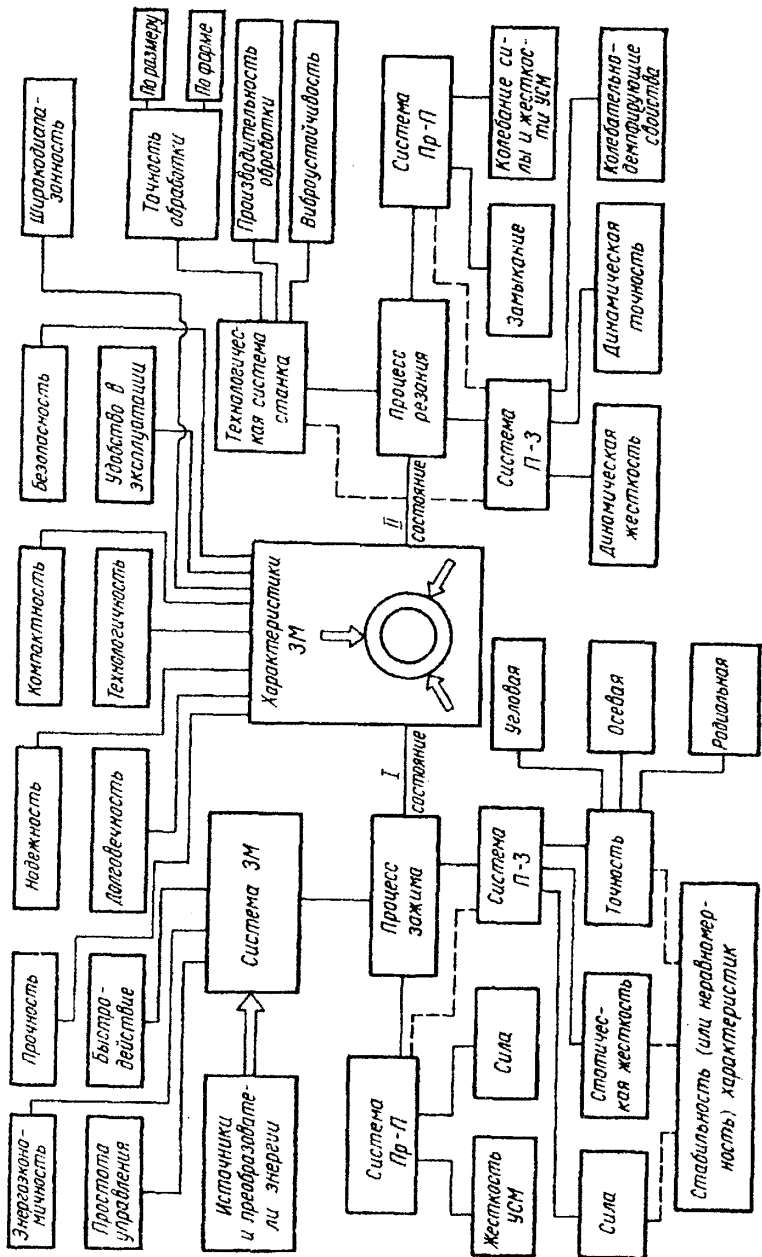


Рис. 3.1. Структура требований к 3М

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

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

Требуемые силы зажима можно аналитически определить только для простых конфигураций толстостенных деталей. Для тонкостенных деталей сложных конфигураций силы зажима часто принимают по аналогии с силами действующими в проверенных при эксплуатации ЗМ. В этом случае необходимо обеспечить в проектируемой конструкции возможность регулирования сил зажима. При создании таких ЗМ проводят специальные эксперименты для определения сил зажима и выбора мест расположения основных и дополнительных опор. Требуемые силы зажима определяют с учетом возможности отклонения от номинальных характеристик и размеров заготовок, затупления режущего инструмента и вызванного этим увеличением сил резания, разброса сил трения в зажимных элементах. Эти факторы учитывают выбором соответствующих исходных данных для расчета или выбором значения коэффициента запаса $K_{зам}$, на который умножают рассчитанные значения сил зажима. Коэффициент запаса $K_{зам}$ в основном принимают равным 1,5...2; если силы резания отжимают заготовку от базизирующих поверхностей, то $K_{зам} \geq 2.5$. Рекомендуется [12] принимать $K_{зам}$

равным произведению коэффициентов, отражающих конкретные условия обработки. В соответствии с этим $K_{зан}$ может изменяться от 1,5 до 8.

Силы зажима, необходимые для предотвращения смещения заготовки в процессе обработки, приближенно определяют из уравнений статики [34]. Для принятой схемы закрепления заготовки 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 заготовки и элементов системы. Эти проверочные расчеты могут выявить необходимость уточнения или изменения схемы установки и закрепления заготовки, изменения режимов обработки.

Деформация системы рассчитывается по упругим характеристикам отдельных элементов и контактной жесткости стыков между ними [14, 29, 39]. 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 шабрённых поверхностей почти не меняется. Если опасности раскрытия стыков под нагрузкой нет, то повышать давление свыше 3,0...3,5 МПа для увеличения жесткости стыка не рекомендуется.

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

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

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

рабочий ход зажима которых предельно мал и служит только для натяжения системы, а зазор при переходе на другой размер обрабатываемой заготовки выбирается дополнительными кинематическими цепями с большой скоростью.

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

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

Правильное функционирование ЗМ связано с согласованными действиями других механизмов станка и выработкой сигналов о наличии обрабатываемой заготовки; о включении привода зажима; о регулировании силы зажима до заданного значения [10, 26]; о достижении предварительно заданной силы зажима; о выключении механизма или переключении его на установленный режим работы; об окончательном отключении. Надежность работы ЗМ определяет значение коэффициента готовности станка в технологической системе в целом [38].

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

3.2. Количественные оценки основных характеристик зажимных механизмов

Требования к ЗМ могут быть выражены количественно через соответствующие характеристики (табл. 3.1) [39].

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

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

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

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

Разброс характеристик определяют по абсолютной разности $\Delta\Phi$ их предельных значений или дисперсии σ_{Φ}^2 :

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

Относительный разброс характеристик определяют различными коэффициентами и показателями (табл.3.2.). Например, суммарную радиальную силу зажима цилиндрической заготовки с отклонением диаметра Δd можно определить средним значением этой силы $T_{\Sigma} = 0,5(T_{\Sigma\max} - T_{\Sigma\min})$, показателем 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.

При коэффициенте охвата $K_0 < 0$ патрон с рабочим диапазоном диаметров $\bar{\Delta}d$ не может закреплять заготовки в рабочем диапазоне диаметров станка ΔD . При $K_0 = 0$ полностью используется рабочий диапазон диаметров станка и обеспечивается сила зажима в заданных пределах. При $K_0 > 0$ имеется запас на износ и резерв на дополнительный охват диаметров заготовки. В последнем случае коэффициент K_0 можно рассматривать как показатель запаса на

Таблица 3.1. Характеристики ЗМ

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

Показатель	Обозначение
Жесткостные характеристики	
Патрон — деталь	
Отжатие заготовки на вылете от силы, мм	u_p
Осевое отжатие от силы, мм	x_o
Коэффициент заделки заготовок	β_l
Угол поворота оси заготовки относительно оси шпинделя от момента, рад	u_u
Угол закручивания заготовки относительно шпинделя от момента, рад	u_k
Зона нечувствительности при двухстороннем нагружении заготовки, мм	z_o
Жесткость:	
радиальная, Н/мм	J_p
изгибная, Н·м/рад	J_u
крутильная, Н·м/рад	J_k
осевая, Н/мм	J_o
Патрон	
Жесткость:	
радиальная, Н/мм	C_p
поворотная, Н·м/рад	C_n
осевая, Н/мм	C_o
упругого элемента, Н/мм	C_{vz}
Привод	
Жесткость:	
упругой системы механизма, Н/мм	C_v
привода без упругого звена, Н/мм	C_{np}
упругого звена, Н/мм	C_{vz}
Точностные характеристики (погрешности зажима)	
системы патрон - деталь	
Радиальное биение на вылете, мкм	Δ_p
Угол перекоса оправки, рад	v_o
Конусность зажима	K
Радиальная деформация тонкостенной кольцевой заготовки от силы, мкм	δ
Осевое смещение заготовки (прутка) при подаче (отскок), мкм	$\Delta_{o,n}$
Осевое смещение заготовки (прутка) при зажиме (оттягивание), мкм	$\Delta_{o,z}$
Суммарное осевое смещение заготовки, мкм	Δ_o

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

износ рабочей поверхности зажимных элементов патрона при условии, что зажимаются заготовки 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 3.2. Относительная оценка разброса характеристик ЗМ

Наименование	Обозначение	Формула
Показатель нестабильности	ε_{Φ}	$\Delta \Phi / \Delta d$
Показатель дискретности (комплектности)	K_k	$n/\bar{n} = (\Delta \bar{D} + 1) / \bar{n}$
Коэффициент:		
неравномерности	δ_{Φ}	$\Delta \Phi / \Phi_{cp}$
стабильности	K_{Φ}	Φ_{min} / Φ_{max}
разброса (перегрузки)	λ_{Φ}	$\Phi_{max} / \Phi_{min} = 1 / K_{\Phi}$
охвата	K_0	$\Delta \bar{d} / \Delta \bar{D}$
широкодиапазонности	δ_d	$\Delta \bar{d} / d_{cp}$ или $\Delta \bar{d} / (\bar{d}_{cp} + d_0)$
качества патрона по широкодиапазонности	ε'_k	Δ_d / δ_{Φ}
<p>Примечание. Условные обозначения: \bar{d}_{cp}, \bar{d}_0 – средний и начальный диаметры рабочего отверстия патрона; $n = \Delta \bar{D} + 1$ – количество целочисленных номиналов диаметров заготовок, зажимаемых в рабочем диапазоне станка; \bar{n} – количество целочисленных номиналов диаметров, охватываемых патроном без его переналадки или смены (при $\bar{n} < 1$ принимают $\bar{n} = \Delta \bar{D}$); $\Delta \bar{D}$, $\Delta \bar{d}$ – безразмерные значения $\Delta \bar{D}$ и $\Delta \bar{d}$; K_k округляют до ближайшего большего целого числа.</p>		

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

При последовательном соединении элементов в системе ЗМ, патрона и привода

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

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

Силовые характеристики ЗМ должны быть такими, чтобы противодействовать силам и моментам резания при обработке заготовки, вращающейся с частотой $n(\omega)$ (рис.3.2,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 , $P_{св}$ и момент $M_{св}$ могут вызывать: прокручивание заготовки от крутящего момента резания M_p , проскальзывание от осевых сил резания P_o , поворот относительно точки опоры от изгибающих моментов M_u , а также смещение от различных сочетаний действия этих составляющих. Для вращающихся обрабатываемых заготовок сравнительно высокой жесткости основная характеристика – необходимая радиальная сила зажима T_Σ , определяется при соблюдении следующих условий: 1) $M_{np} > M_p$; 2) $P_{np} > P_p$; 3) $M_g > M_u$.

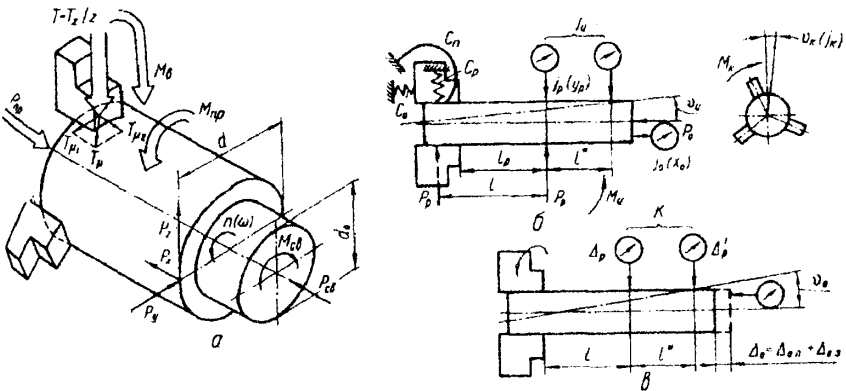


Рис. 3.2. К определению силовых (а), жесткостных (б) и точностных (в) характеристик зажима

Примеры. 1. При поперечном точении детали из круглого прутка сила T_2 определяется из первого условия (рис. 3.2, а):

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

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

2. При одновременном продольном точении и сверлении детали из шестигранного прутка сила T_2 определяется из второго условия (рис. 3.2, а):

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

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

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

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

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

При вращении заготовки или инструмента на неуравновешенные элементы зажимного патрона действует центробежная сила $F_{\omega k} = m \omega^2 R_k$, которая приводит к уменьшению радиальной силы зажима на величину $\Delta T_{\omega} = T - T_{\omega}$ (рис.3.3).

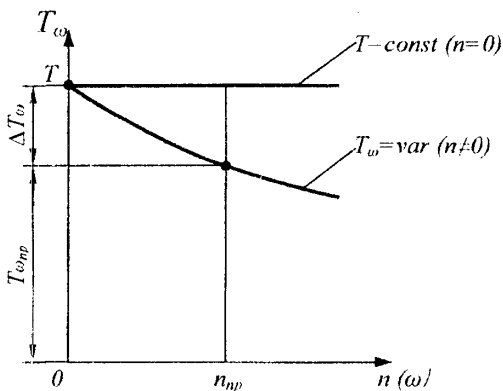


Рис. 3.3. График изменения радиальной силы зажима с учётом влияния центробежных сил

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

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

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

где $\lambda_{T_{\omega}} = \Delta T_{\omega} / T = \Delta T_{\Sigma\omega} / T_{\Sigma}$ – 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 $\lambda_{T_{\omega}} = 1$.

В последнее время многие фирмы ведут работы по созданию патронов, предназначенных для высокоточных высокоскоростных шпинделей и снабженных механизмом компенсации центробежных сил. В патроне типа KTGF (рис.3.4) используются компенсаторы центробежной силы в виде уравновешивающих грузов – противовесов 2. Движение от привода зажима передается через связанную с тягой втулку 1, которая с помощью специальных Т-образных наклонных пазов в обойме 7 перемещает основные кулачки 4 вместе со сменными кулачками 6, прижатые болтами 5 к рифленой поверхности на стыке кулачков 4 и 6. При движении кулачка 4 в радиальном направлении поворачивается специальный штифт 3двигающий противовес 2 при изменении диаметра базовой поверхности заготовки. При больших частотах вращения центробежные силы действуют одновременно на противовесы 2 и комплекты кулачков 4, 6, сохраняя установленную силу зажима. При изменении диаметра заготовки сила противодействия может увеличить или уменьшить силу зажима, тогда результирующая сила зажима вращающейся заготовки $T_{\Sigma n} = T_{\Sigma} \pm F$. Исследования, проведенные фирмой Forkardt по изучению влияния центробежной силы на силу зажима, показали, что в патронах с компенсатором (рис.3.5, область *a*) при зажиме деталей с малым диаметром D_1 центробежная сила F_n увеличивает силу зажима T_{Σ} , а при зажиме деталей с большим диаметром D_2 F_n незначительно уменьшает силу T_{Σ} . В патронах без компенсатора (рис.3.5, область *b*) центробежная сила оказывает гораздо большее влияние, а при определенных частотах $F_n = T_{\Sigma}$, т. е. $T_{\Sigma n} = 0$, и заготовка не зажимается. Подробно эта проблема будет рассмотрена в главе 7.

Для определения жесткостных характеристик $j_p, j_u, j_o, j_k, C_p, C_n, C_o$ упругие отжатия оправки (рис. 3.2, 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, u_u, x_o, v_k определяют жесткости: $j_p = P_p / y_p, j_u = M_u / v_u = P_p l_p / v_u, j_o = P_o / x_o, j_k = M_k / v_k$. В этом случае место закрепления (или заземления) детали в продольном сечении характеризуют коэффициентом

заделки β_j (для консольного закрепления $\beta_j = 3y_w/y$, где y – отжатие детали и системе П - Д или другой системе).

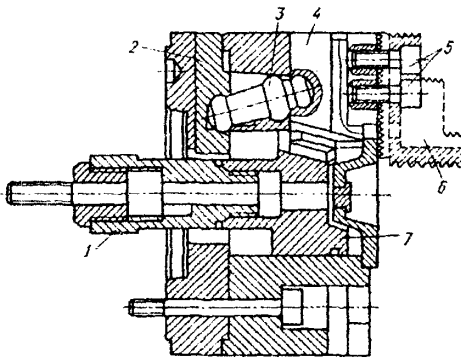


Рис. 3.4. Клиновой патрон типа KTGF с компенсатором в виде уравновешивающих грузов

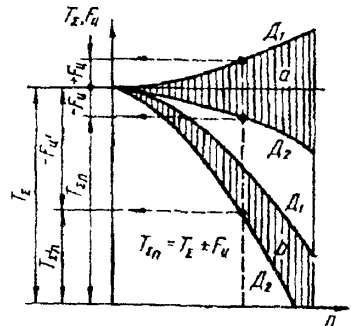


Рис. 3.5. Зависимость силы зажима от центробежной силы при изменении частоты вращения: область а – патрона с компенсатором; область б – патрона без компенсатора

Точностные характеристики ЗМ определяют его способность сохранять положение детали после загрузки (подачи) и зажима. Эти характеристики оценивают погрешностями изготовления самого патрона, погрешностями подачи и закрепления, которые определяют величинами нарушенного положения закрепленной детали Δ_p на вылете l , $K - 2v_0 = 2(\Delta_p - \Delta_p^*)/l^*$, $\Delta_{0,п}$, $\Delta_{0,з}$, $\Delta_{0,н}$ (рис.3.2,б).

В табл.3.3 приведены основные характеристики ЗМ и механизмов подачи прутка (МПП) наиболее представительных прутковых автоматов (максимальный диаметр прутка $d_{max} = 40$ мм) производства СССР. Из данных табл.3.3 видно, что при существующих конструкциях ЗМ сдерживается повышение технико-экономических показателей и ограничиваются технологические возможности прутковых автоматов [8, 34, 41].

3.3. Факторы, влияющие на основные характеристики зажимных механизмов

Процесс установки детали в ЗМ представляет комплекс различных факторов, включающий: образование упругих отжатий в приводе и системе

Таблица 3.3. Основные характеристики ЗМ и механизмов подачи прутка (МПП) прутковых автоматов производства СССР различных типов (максимальный диаметр прутка 40 мм)

Показатель		Обозначение	Тип станка					
			ОГА		МГА		ТРС	
			Модель					
			1Б140	1Е140П	1А240-6	1Б240-6	1341	1К341
<i>Механизм зажима</i>								
Вид	привода	Пр	Механический с геометрическим замыканием				Гидравлический с силовым замыканием	
	цангового патрона	П	С нажимной втулкой (I)		С цангой тянущего типа (II)		С цилиндрической цангой	
Максимальный ход, мм	муфты	H_n	24	24	30	30	-	-
	трубы	x_m	3,6	3,6	4	4	14	14
Рабочий диапазон диаметра патрона, мм		$\Delta \bar{d}$	1,9	1,9	2,1	2,1	7,5	7,5
Максимальное отклонение диаметра прутка, мм		Δd	-0,34	-0,34	-0,34	-0,34	$\frac{+0,2}{-0,3} (\pm 1)$	$-0,34 \left(\frac{+0,2}{-0,6} \right)$
Максимальная осевая сила зажима, кН	на трубе	S_T	32,5	18,9	58,7	66,3	30	30
	на муфте	Q	4,5	2,5	7,45	12,6	Давление $p = 1,6$ МПа	
Коэффициент разброса сил зажима (перегрузки)	привода	λ_S	2,5...3	1,2	2,46	1,5...4	(2,97)	1,42
	патрона	λ_T	1,5...2	2,4	1,77	2,8	(2,97)	1,42
	механизма	λ_M	1,5...6	2,3...3,5	4,3	6,5	(2,97)	1,42
Радиальное биение оправки, мкм ($l_0=100$ мм)	фактическое	Λ_D	45	35	32...129	55...140	40...150	
	допустимое		45	35	45	35	45	35

Показатель		Обозначение	Тип станка					
			ОТА		МТА		ТРС	
			Модель					
			1Б140	1Е140П	1А240-6	1Б240-6	1341	1К341
Осевая точность подачи и зажима, мм		Δ_o	0,2...0,7	0,2...0,5	0,23 2,8	0,4 ...3,5	0,3 ... 3,1	0,1
Отклонение длины детали без подрезки торца, мм	фактическое	Δ_l	0,1...0,3	0,05 0,2	0,4...0,7	0,6...1,5	2,65	0,13
	допустимое		0,07	0,07	0,3	0,3	0,3	0,3
Радиальная жесткость зажима кН/мм ($l_p=100$ мм)		j_p	-	-	17...23	8,3 12,5	15...20	16,6
Время срабатывания, с	зажим	t_z	$t_p + t_n + t_z = 1$ с		0,30	0,30	0,63 1,0	1
	разжим	t_p	-	-	0,32	0,32	0,67 1,0	1
Долговечность зажимной цапги, 10^4 циклов		$N_{ц}$	13,4	-	15	6,55	-	-
Сила подачи, П	наибольшая	$P_{пмак}$	700	700	1600	1200	580	640
	наименьшая	$P_{пмин}$	400	400	1000	545	245	520
Время срабатывания при подаче, с		t_n	-	-	0,57	0,57	1,088 1,92	1,5...2
Долговечность подающей цапги, м		$L_{ц}$	1460	-	2480	1460	-	-

патрон - деталь (П - Д), погрешностей установки детали в радиальном и осевом положениях с учетом упругих и пластических деформаций деталей и стыков, а также нарушения фрикционных связей между ними; тепловые, гидро- и газодинамические (рабочая среда – жидкость или воздух), электромагнитные явления и другие факторы.

Все факторы, влияющие на величины и отклонения основных характеристик ЗМ (силу, жесткость, точность, быстродействие), можно разделить на четыре основные группы [7, 8, 11, 16, 17, 22, 23, 25, 27, 31, 39]: 1 – параметры заготовки (материал и его физико-механические свойства;

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

На разброс характеристик ЗМ прутковых автоматов существенно влияют параметры заготовки (особенно отклонения диаметра), что является основным сдерживающим фактором решения проблемы зажима и обработки горячекатаных прутков. Результаты производственных испытаний (комплексной проверки) силовых, жесткостных и точностных характеристик показали, что при изменении диаметра прутка характеристики изменяются в больших пределах (в 2...5 раз) из-за изменения мест и характера контактирования цанги с конусом шпинделя и прутком, влияния жесткости лепестков цанги, разброса величин жесткости упругой системы механизма при геометрическом замыкании. Например, при $\Delta d = 0,4$ мм в цанговом ЗМ многошпиндельного токарного автомата радиальная сила T_{Σ} изменяется в 3...5 раз (рис.3.6, кривая 1), а токарно-револьверного станка – в 1,5...2 раза (рис.3.6, кривая 2).

Изменение схемы патрона с точки зрения перераспределения мест и площади контакта улучшает силовые характеристики, определяемые сцеплением зажимных элементов с заготовкой, однако не исключает влияния Δd . Например, применение патрона с двойным зажимом по сравнению с одинарным увеличивает в 1,5...2 раза силу проталкивания P_{np} и момент прокручивания M_{np} (рис. 3.7) стальных закаленных шлифованных оправок различного диаметра при сохранении такого же влияния Δd .

Зависимость радиальной силы зажима T от осевой S носит различный характер (рис.3.8,*a*) [15, 16]. При зажиме заготовок диаметром $d = d_0$ ($\Delta d = 0$) зависимость $T(S)$ приближается к линейной (коэффициент усиления $k_n = const$). При зажиме заготовок диаметром $d > d_0$ ($\Delta d > 0$) кривая выпуклая, а при $d < d_0$ ($\Delta d < 0$) – вогнутая, что объясняется изменением условий контакта губок цанги с прутком и шпинделем не только в продольном, но и поперечном сечениях.

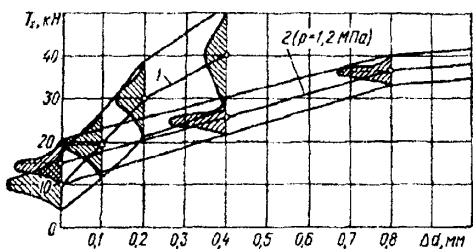


Рис. 3.6. Графики зависимости радиальной силы зажима от отклонения диаметра заготовки: 1 – МТА мод. 1А240; 2 – ТРС мод. 1341

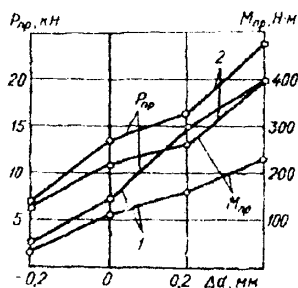


Рис. 3.7. Графики зависимости силы проталкивания и момента прокручивания от Δd в цанговых патронах одинарным (1) и двойным (2) зажимами при $S_{\Sigma} = const$

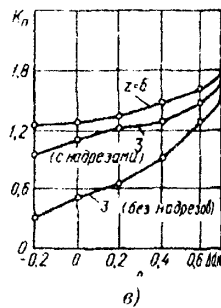
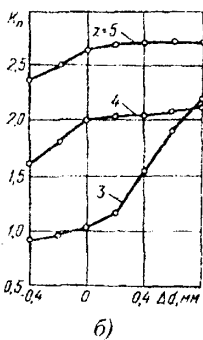
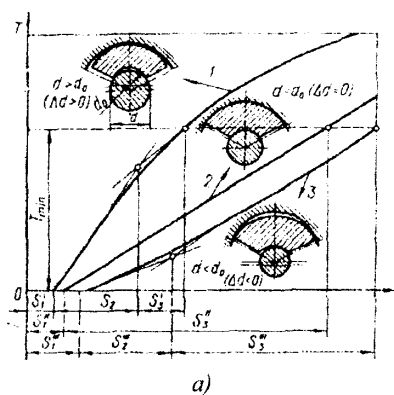


Рис. 3.8. Зависимости радиальной силы зажима от осевой (а), коэффициента усиления патрона с зажатой цангой от Δd (б, в) при различном количестве разрезов

С увеличением числа лепестков (более трех) сила зажима в меньшей степени зависит от Δd (рис.3.8,б); значение ее возрастает, так как уменьшаются потери на деформацию лепестков и угол контакта губки со шпинделем. Коэффициент усиления увеличивается и стабилизируется не только с увеличением z , но и с выполнением дополнительных надрезов на губках длиной, несколько большей их длины (рис.3.8,в). С увеличением угла контакта $2\beta_0$ цанги со шпинделем радиальная сила зажима T_{Σ} (или коэффициент

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

Существенное влияние Δd оказывает на осевое оттягивание $\Delta_{0,3}$ в патронах с цапгами тянущего типа (рис.3.9), широко применяемыми в МТА и ТРС. Так как в ЗМ с геометрическим замыканием Δd влияет на осевую силу зажима S_z , значение оттягивания имеет еще больший разброс (рис.3.9,а), зависящий также от угла поворота ϑ_n (рис.3.9,б) и длины b (рис.3.9,в) губки. На рис.3.9,г показаны результаты сравнения значений оттягивания прутков различного диаметра, зажатых в цапгах на автомате мод. 1А240-6.

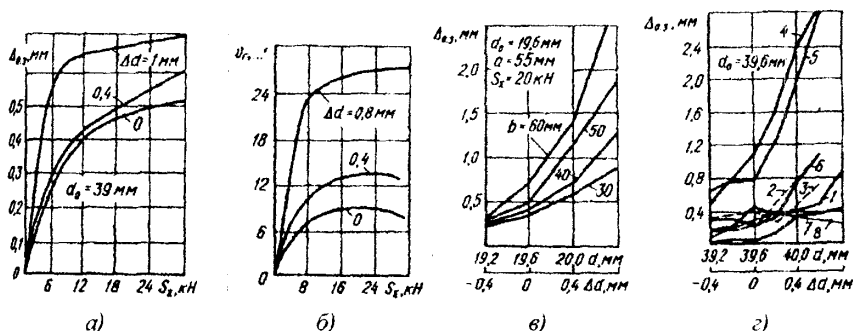


Рис. 3.9. Зависимость оттягивания прутка (а, в, г) и угла поворота губки цапги (б) от ее конструктивных параметров, силы зажима и отклонений диаметра прутка в цапгах: 1 – серийной; 2 – с увеличенной длиной лепестка; 3 – с дополнительными прорезями для уменьшения жесткости; 4 – с коническим рабочим отверстием 30°; 5 – с наружным конусом 31°; 6 – с круговой образующей конуса; 7, 8 – четырех- и пятилепестковой

Наименьшее оттягивание и наилучшую стабильность зажима по длине обеспечивает пятилепестковая цапга. Неудовлетворительные результаты получены на цапгах 4 (с коническим рабочим отверстием 30°) и 5 (с наружным конусом 31°) из-за увеличенного начального углового зазора губки цапги со шпинделем и прутком. Графики зависимости оттягивания $\Delta_{0,3}$ прутка от его диаметра d (рис.3.9,г) показывают, что с увеличением Δd значение $\Delta_{0,3}$ увеличивается, причем интенсивней при $d > d_0 = 39,6$ мм. Это объясняется тем, что наибольший по диаметру пруток раньше схватывается задней частью губок зажимной цапги. Характерно, что величина $\Delta_{0,3}$ меньше у цапг с меньшими значениями разводки и жесткости лепестков, а также с равными углами конусов цапги и шпинделя.

На рис.3.10,а изображена схема измерения радиальных биений шлифовальных каленых оправок (автомат мод. 1А240-6) и их конусности $K = 2\vartheta_0$ (ϑ_0 – угол перекоса оправки). Замеры показали, что наименьшие биения Δ_p имеют место при $\Delta d = 0,1 \dots 1,2$ мм, а наименьшая конусность – при $\Delta d = 0$ (рис.3.10,б). Отсюда следует, что основным источником биений является не радиальное смещение оси детали, а ее поворот [31, 39].

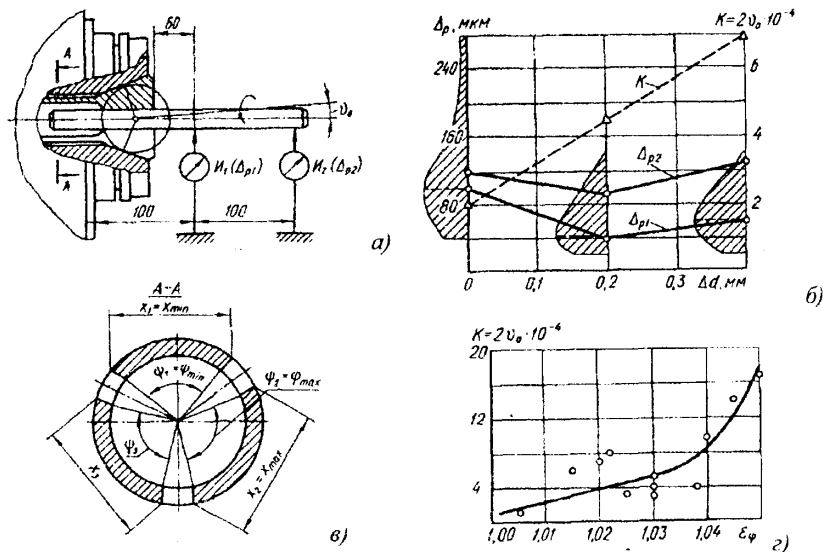


Рис. 3.10. Схема замера (а, в) и зависимости радиальных биений и конусности зажатых в цанговом ЗМ оправок от Δd (б) и погрешности разрезки лепестков цанги по углу (з) ($\epsilon_\varphi = x_{\max}/x_{\min} \approx \psi_{\max}/\psi_{\min}$)

Влияние неравномерности разрезки лепестков и губок (рис.3.10,з) особенно сказывается на перекосе (конусности K). При неравномерности разрезки до 5% перекося увеличивается в 3 – 4 раза (рис.3.10,з).

При значительном отклонении диаметра оправки в плюс (при $\Delta d > 0,4$ мм) биение и конусность уменьшаются (рис.3.11,а), что объясняется стабилизацией мест контакта, а следовательно, силы зажима. С увеличением базы зажима (длины рабочей части губки b) радиальные биения и перекося K , пропорциональный разности биений ΔH на большем и меньшем вылетах, уменьшается почти линейно (рис.3.11,б). При равных углах конусов цанги и шпинделя влияние длины конусной части a на радиальные биения при $\Delta d > 0$ неопределенно, а при $\Delta d \leq 0$ с увеличением d биения уменьшаются (рис.3.11,в).

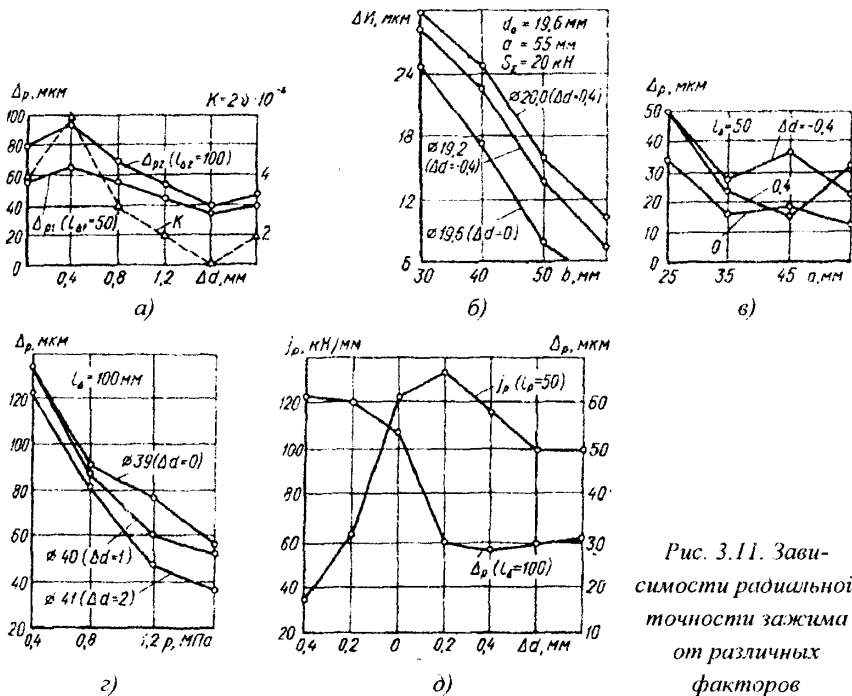


Рис. 3.11. Зависимости радиальной точности зажима от различных факторов

Увеличение силы зажима, приводящее к выборке зазоров (уплотнению контактов), заметно снижает радиальные биения. Так, при увеличении в 4 раза давления масла, пропорционального силе зажима, радиальные биения уменьшаются примерно в 2,5 – 3 раза (рис.3.11,а).

Между жесткостью зажима и радиальными биениями существует взаимосвязь (рис.3.11,д). С увеличением жесткости зажима j_p радиальные биения Δp уменьшаются, причем при закреплении заготовки, диаметр которой несколько выше диаметра рабочего отверстия цанги, жесткость и радиальная точность максимальны, так как при этом контакты наиболее плотные [8, 14, 22, 25, 40].

Как уже было ранее отмечено, на изменение силы зажима вращающихся заготовок, зажатых в патронах с открытым силовым контуром, существенно влияет центробежная сила F_n , при различных частотах вращения шпинделя n (на рис.3.12 показано в виде относительного изменения статической силы зажима $\Delta T_{\Sigma} / T_{\Sigma}$). Потери силы зажима из-за центробежной силы являются следствием таких явлений:

1. Большая неуравновешенная масса кулачков клинового патрона приводит к большему уменьшению статической силы зажима (кривая 2).

2. Фактические значения силы зажима при низких частотах шпинделя выше теоретических, а при высоких – наоборот. Это явление объясняется тем, что при низких частотах шпинделя имеет место перераспределение зазоров в патроне, а при высоких частотах к этому перераспределению добавляются упругие деформации в системе.

3. С увеличением первоначальной статической силы зажима влияние центробежных сил на результирующую силу уменьшается.

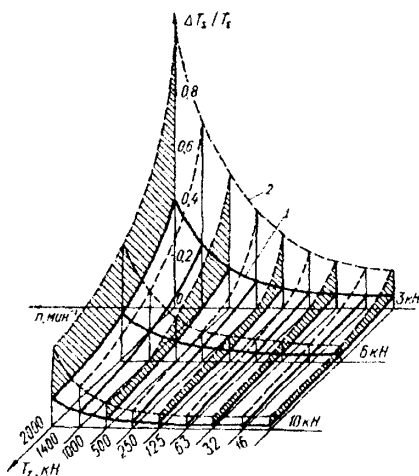


Рис. 3.12. Изменение статической силы зажима заготовки при действии центробежной силы в патроне: 1 – спирально-кулачковом; 2 – клиновом

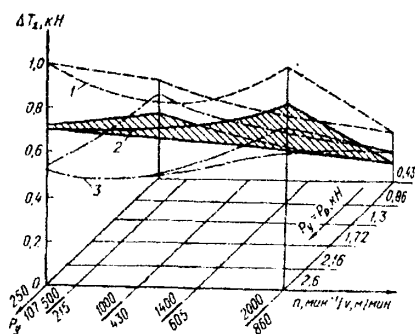


Рис. 3.13. Влияние силы резания $P_y = P_x$ на изменение силы зажима ΔT при различной скорости резания v : 1 – поверхность при статической силе зажима $T_{\Sigma} = 3,75$ кН; 2 – поверхность при $T_{\Sigma} = 6,0$ кН; 3 – поверхность при $T_{\Sigma} = 9,0$ кН

Сила зажима заготовки существенно влияет на выбор режимов резания и, в частности, на выбор мощности используемого металлорежущего станка. Установлено также влияние сил резания на силы зажима [27, 30] (рис.3.13). Из приведенных зависимостей следует: сила резания P_p увеличивает силу зажима T_{Σ} ; с увеличением первоначальной статической силы зажима влияние силы резания на силу зажима уменьшается; зависимость силы зажима T_{Σ} от силы резания P_p линейная.

Влияние центробежных сил и сил резания на силу зажима заготовки в патроне можно проследить, выделив из схемы на рис.3.14,а модели (рис.3.14,б,в). Из рис.3.14,г-е видно, что соотношение жесткостей в местах контакта деталь D – зажимной элемент ЗЭ (C'_p) и зажимной элемент ЗЭ – корпус патрона Π (C''_p) определяет степень влияния центробежных сил неуравновешенных частей патрона на силу зажима. Если $C''_p > C'_p$, что характерно для замкнутого закрытого силового контура патрона, влияние центробежных сил F_u незначительное, так как отжатие $F_u/C'_p \rightarrow 0$. Если $C''_p \leq C'_p$, что характерно для замкнутого открытого силового контура, центробежная сила F_u оказывает существенное влияние на радиальную силу зажима T , которая уменьшается на величину $\Delta T = C'_p F_u / C''_p$ без учета сил трения F_{23} .

Например, если $F_u = 1$ кН, $C''_p / C'_p = 5$, то сила зажима T уменьшится на 5 кН, что возможно в кулачково-рычажных патронах. Неравномерность круговой жесткости, присущая патронам с различными зажимными элементами даже при $D_3 = D_k$ ($\Delta D = 0$), является одной из основных причин возникновения поперечных (иногда и продольных) колебаний системы $\Pi - D$ при резании. За один оборот при резании поперечные колебания системы $\Pi - D$ имеют частоту ωz (ω – частота вращения детали и шпинделя, c^{-1} ; z – число зажимных элементов), так как z раз происходит колебание радиальной жесткости от C_{pmax} до C_{pmin} , а следовательно, и колебание радиальной силы зажима T (рис.3.14,ж). В общем случае приращение радиальной силы зажима в процессе резания (без учета центробежных сил) $\Delta T = \pm T' \pm T''$, где

$$\Delta T' = \begin{cases} -P_p (C_{pmax} / C_{pmin} - 1) & \text{при } \alpha_p = \pi / z \\ P_p (1 - C_{pmin} / C_{pmax}) & \text{при } \alpha_p = 0 \end{cases} - \text{приращение от неравномерности жесткости по угловой координате } \alpha_p; T'' - \text{приращение от колебаний}$$

силы резания вследствие неравномерности припуска, твердости заготовки и т.д.

При действии силы резания P_p один зажимной элемент, вызывая отжатие системы $y(h_k)$, дополнительно нагружается силой ΔT_1 , а разгружается силой ΔT_2 со стороны силы резания. При $C_1 = C_2$ $|\Delta T_1| = |\Delta T_2|$, а суммарное приращение радиальной силы зажима $\Delta T = \Delta T_1 - \Delta T_2$, т.е. в этом случае сила резания не влияет на силу зажима. В остальных случаях $C_1 \neq C_2$, а $\Delta T = y(C_1 - C_2)$. Если $C_1 < C_2$, то $|\Delta T_1| < |\Delta T_2|$ и радиальная сила уменьшается на величину $\Delta T = \Delta T_2 - \Delta T_1$ (рис.3.14,о); если $C_1 > C_2$, то $|\Delta T_1| > |\Delta T_2|$ и радиальная сила увеличивается на величину $\Delta T = \Delta T_1 - \Delta T_2$ (рис.3.14,е). Таким образом,

при вращении детали происходит колебание силы зажима T (рис.3.14,ж). Например, для патронов с затяжной цапгой происходит увеличение силы зажима вследствие уменьшения коэффициента трения в коническом сопряжении (угол φ уменьшается до φ') (рис.3.14,з):

$$\Delta T' = T^* - T = T [tg(\alpha + \varphi) ctg(\alpha + \varphi') - 1].$$

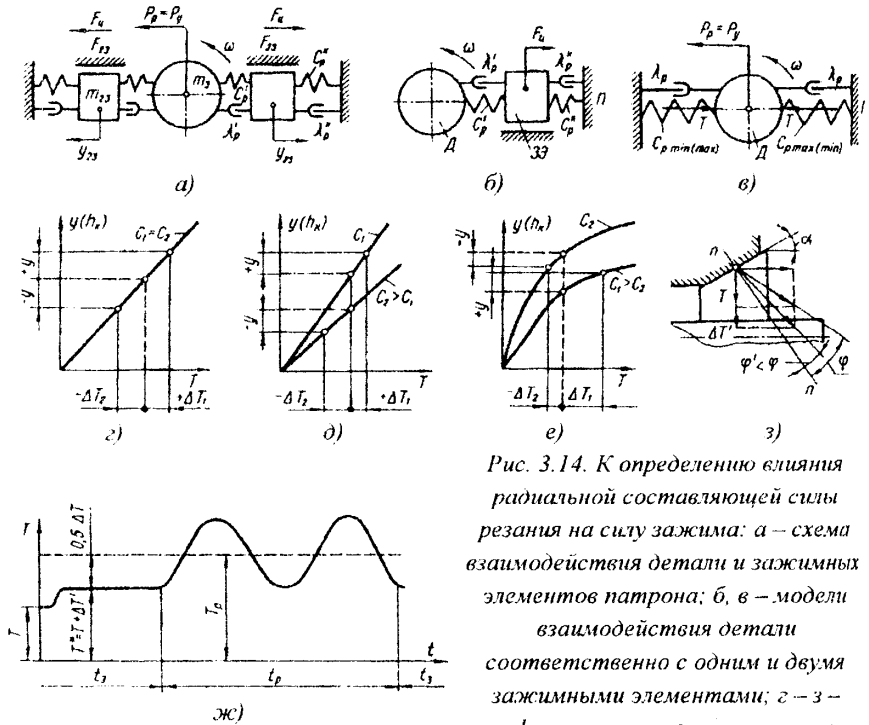


Рис. 3.14. К определению влияния радиальной составляющей силы резания на силу зажима: а – схема взаимодействия детали и зажимных элементов патрона; б, в – модели взаимодействия детали соответственно с одним и двумя зажимными элементами; г – з – графики измерения сил зажима от различных факторов

Для патронов с замкнутым закрытым силовым контуром и при наличии самогорможения сила зажима увеличивается и после прекращения резания.

Влияние осевой составляющей силы резания P_0 в цапговых патронах по-разному проявляется в зависимости от его конструктивной схемы. В патроне (вариант I) с затяжной цапгой (рис.3.15,а) при условии перемещения последней относительно конуса корпуса осевые силы резания увеличивают силу зажима на величину ΔT за счет появления приращения нормальной силы ΔN , приводящей к увеличению силы трения ΔF_{mp} (рис.3.15,б):

$$\Delta T = \frac{C_p t g \alpha}{C_0} P_0 (1 - f \sin \alpha \cos \alpha).$$

Проскальзывание не наступит при условии $(T + \Delta T) \mu_2 \geq P_0 / z$ т.е. при

$$P_0 \leq T \mu_2 z / [1 - (1 - 0,5 f \sin 2\alpha) C_p t g \alpha \mu_2 / C_0]$$

где μ_2 – коэффициент сцепления зажимного элемента с заготовкой в осевом направлении.

Если принять $C_0 = C_p t g \alpha$, то

$$P_0 \leq T \mu_2 z / [1 - (1 - 0,5 f \sin 2\alpha) \cdot \mu_2].$$

В патроне (вариант II) с нажимной цапгой (рис.3.15,в) при условии перемещения последней относительно конуса корпуса радиальная сила зажима уменьшается на величину ΔT из-за упругих смещений губки на величину P_0 / C_0 в осевом направлении и на $\Delta T / C_p$ – в радиальном (рис.3.15,з):

$$\Delta T = P_0 C_p t g \alpha / (z C_0)$$

Непроскальзывание детали обеспечивается при условии $(T - \Delta T) \mu_2 \geq P_0 / z$, т.е. при $P_0 \leq T \mu_2 z / (1 + C_p t g \alpha / C_0)$.

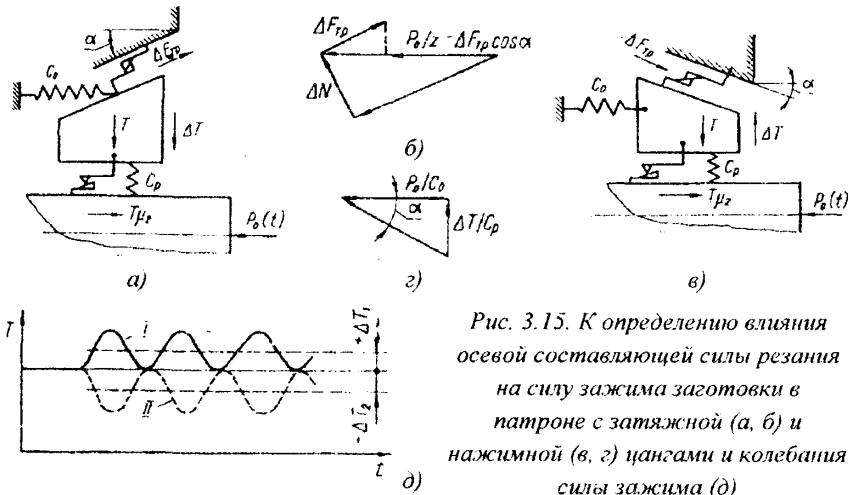


Рис. 3.15. К определению влияния осевой составляющей силы резания на силу зажима заготовки в патроне с затяжной (а, б) и нажимной (в, з) цапгами и колебания силы зажима (д)

Если принять $C_0 = C_p t g \alpha$, то $P_0 \leq 0,5 T \mu_2 z$, т.е. в патроне с нажимной цапгой силовые характеристики при резании ухудшаются в 2 раза. Именно по этой причине такие патроны не применяются в токарных автоматах. При изменении осевой силы резания по гармоническому закону

$P_0(t) = P_0 + \Delta P_0 \sin \omega t$ возникают продольно-поперечные колебания силы зажима в системе П - Д (рис.3.15,д), приводящие к ее существенному уменьшению в патронах с нажимной цангой (кривая П на рис.3.15,д).

3.4. Характеристики зажимных цанг

Цанги являются основным исполнительным элементом в ЗМ прутковых автоматов. 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_{Σ} , показали, что заделка лепестка в конце разрезки (месте заделки) имеет податливость как цилиндрическая оболочка и поворачивается на некоторый угол (рис. 3.16, а).

Если сила P приложена в начале губки (в точке К) с моментом инерции ее среднего поперечного сечения I_{Γ} , то жесткость изгиба на вылете $l_c + b$ (рис.3.16,б) [13, 18, 39]

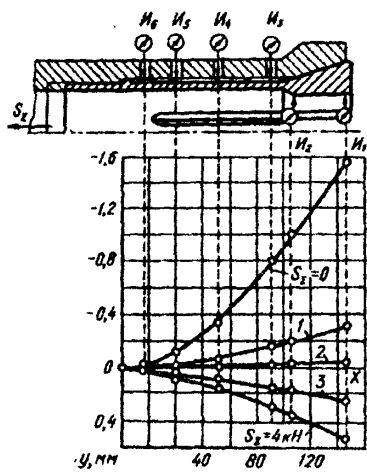
$$C_K = \frac{P}{y_K} = \frac{3EI_{\Gamma}}{\xi I_{\Gamma}^3 - b^3(I_{\Gamma} - I_n)/(I_{\Gamma} - I_n) + I_n \varepsilon I_{\Gamma}(1 + 2\lambda I_n)}, \quad (3.1)$$

где ξ - коэффициент, учитывающий изменение поперечного сечения лепестка в продольном направлении ($\xi = 1$ - для постоянного сечения лепестка $\xi = 1,5$ - для сечения лепестка, равного сопротивлению изгиба); I_n - момент инерции лепестка в сечении заделки относительно нейтральной оси; l_n - длина лепестка; b - длина губки; ε - постоянная заделки лепестка; λ - коэффициент затухания деформаций в цилиндрической оболочке (табл. 3.4); y_K - стрела прогиба лепестка в точке К.

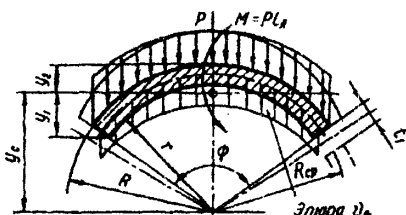
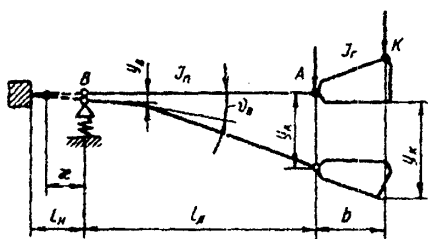
Если сила P приложена в конце губки (начале лепестка - точке А), то жесткость изгиба на вылете l_n

$$C_A = \frac{P}{y_A} = \frac{3EI_{\Gamma}}{\xi I_{\Gamma}^3 + I_n \varepsilon I_{\Gamma}(1 + 2\lambda I_n)} \quad (3.2)$$

где y_A - стрела прогиба лепестка в точке А.



а)



б)

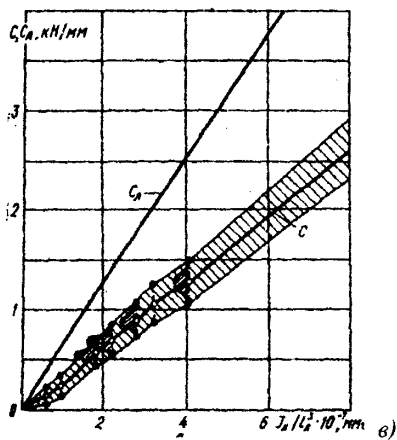


Рис. 3.16. Упругая линия лепестка цанги (а), расчетная схема для определения жесткости лепестка цанги (б) и зависимости ее от конструктивных параметров (в)

Для различных трехлепестковых цанг получена зависимость жесткости лепестка C_n от J_n/l_n^3 (рис.3.16,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 λ и ϵ 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 λ и ϵ следует брать радиусы сечения лепестка. Если $0 \leq l_n < 0,5\chi$, можно брать среднearифметическое значение радиусов сечений лепестка и направляющего пояска.

Иногда для упрощения конструкции ЗМ применяют саморазжимные цанги с жесткостью лепестка C_K в точке K (табл.3.5). Чтобы обеспечить возврат

всех деталей ЗМ в положение, соответствующее разжиму заготовки, и свободное прохождение прутка максимального (в пределах допуска) диаметра, лепестки цанги необходимо предварительно развести на величину δ_0 , при которой в напряженном рабочем состоянии создается определенная осевая сила Q_p [13, 25]:

$$\delta_0 = \frac{Q_p(l_a + a) \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) + 0,5D_K - y_c}{z l_a C} + \Delta_{\min} + 0,5(d_{\max} - d_0), \quad (3.3)$$

где Δ_{\min} - минимальный зазор между губкой разжатой цанги и прутком наибольшего возможного диаметра d_{\max} (см. табл.3.4); 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; α - половина угла конуса цанги; φ - угол трения в коническом сопряжении губки цанги и шпинделя. Угол разводки лепестка, рад, обеспечивающий δ_0 , $\vartheta_p = \delta_0 / x_{ч.к.}$. 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.3.17,а,б). Анализ осциллограмм напряжений в конце δ_k , середине σ_c и начале σ_n лепестка (рис.3.17,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 Δd (рис.3.17,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 σ_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 σ_p в зависимости от осевой силы затяжки. Напряжения в начале лепестка σ_i резко возрастают при разжипе прутка диаметром $d > d_0$ (рис.3.17,д). Объясняется это тем, что при затяжке цанги с возрастанием силы S_Σ (рис.3.17,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 поломки при появлении усталостных напряжений или плохой термообработке. Поломка губки может произойти при большом

Таблица 3.4. К расчету поперечного сечения лепестка цанги

Параметр	Обозначение (рис.3.16,б)	Формула
Центральный угол, ...°	ψ	$\frac{360^\circ}{z} - 2 \arcsin \frac{l_1}{R+r}$; z - число лепестков; l_1 - ширина разрезки лепестка
Момент инерции относительно центральной оси, мм ⁴	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 ²	F_a	$K_4(R^2 - r^2)$; $K_4 = 0,00872\psi$
Постоянная заделка (при $\psi_0 = 360^\circ/z$), мм ⁻²	ϵ	$K_5 \frac{1}{(R-r)^2}$; $K_5 = 16300(0,01745\psi + \sin \psi) \frac{1}{\psi^2}$
Коэффициент затухания, мм ⁻¹	λ	$\frac{\sqrt{12(1-\mu_n)}}{\sqrt{(R^2 - r^2)^2}}$ (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	$x_{ч.в.}$	$\frac{\xi I_a^3 + I_n \epsilon l_1 (1 + 2\lambda I_n)}{1,5 \xi I_n^2 + I_n \epsilon (1 + 2\lambda I_n)}$
Угол поворота заделки, рад	ϑ_6	$\frac{\epsilon(1 + 2\lambda I_n)}{3EI_n}$
Длина участка затухания, мм	χ	$\frac{\pi - \arctg(1 + 2\lambda I_n)}{\lambda}$

Таблица 3.5 К выбору условий надежного саморазжима цанг

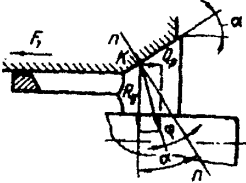
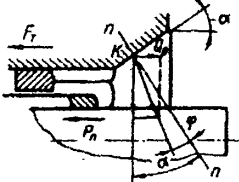
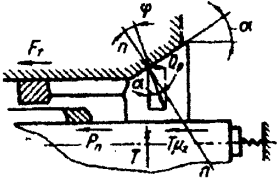
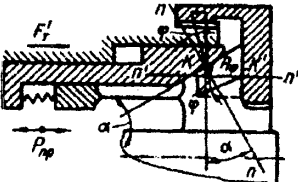
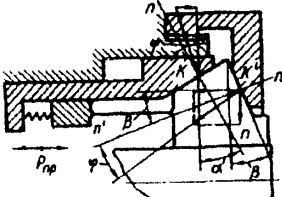
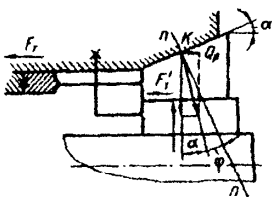
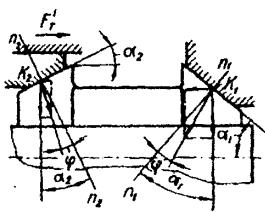
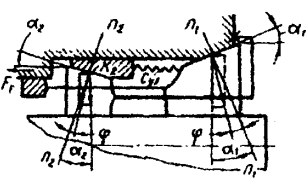
Схема	Условие
	$\alpha > \varphi; Q_p > F_T; C_K \geq \frac{K \sum G f \cdot \operatorname{ctg}(\alpha - \varphi)}{\delta_n + \Delta_{\min}};$ <p>$\sum G$ - суммарная масса всех подвижных частей (труб зажима и подачи, прутка и связанных с ними деталей). Без подающей цанги</p>
	$Q_p > F_T + P_n; C_K = \frac{(K \sum G f + P_n) \operatorname{ctg}(\alpha - \varphi)}{\delta_n + \Delta_{\min}};$ <p>P_n - сила проталкивания в подающей цанге, приходящаяся на один лепесток зажимной цанги. С подающей цангой</p>
	$Q_p > F_T + P_n + T \mu_2;$ $T = \frac{\sum \Sigma k_n}{z}.$ <p>С подающей цангой и упором*</p>
	$C_K > \frac{P_{np} \operatorname{tg} \varphi \mu}{\delta_n + \Delta_{\min}}; P_{np} > K \sum G' f';$ $\sum G' = G_1 + G_2;$ <p>G_1, G_2 - 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
	$\alpha > \varphi + \varphi'; Q_p > F_T + F_T';$ $C_K > \frac{F_T + C_n(\delta_n + \Delta_{\min})[f - tg(\alpha - \varphi)]}{(\delta_n + \Delta_{\min})tg(\alpha - \varphi)};$ <p>$F_T = G_1 f$, G_1 - масса трубы зажима и связанных с ней деталей; $f' = tg\varphi'$</p>
	$C_K > \frac{\sum Gf'}{(\delta_n + \Delta_{\min})[tg(\alpha_1 - \varphi) + tg(\alpha_2 - \varphi)]};$ <p>при $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$;</p> $C_K > \frac{\sum Gf'}{2(\delta_n + \Delta_{\min})tg(\alpha_1 - \varphi)};$ <p>$\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$; $\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta$; $d_{10} = d_{20}$</p>
	$1) C_{K_1} > \frac{K \sum Gf' - \frac{1}{z} C_{y.e.} \Delta_{y.e.}}{\delta_n + \Delta_{\min}} ctg(\alpha_1 - \varphi);$ $2) C_{K_1} > \frac{\frac{1}{z} C_{y.e.} \Delta_{y.e.} ctg(\alpha_2 - \varphi)}{\delta_n + \Delta_{\min}};$ <p>$\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$; $\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta$; $d_{10} = d_{20}$;</p> $\Delta_{y.e.} = \left(\frac{\Delta d}{2} + \Delta_{\min} \right) (ctg\alpha_1 - ctg\alpha_2)$

* 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 цапг 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; δ_n - величина разведенного лепестка при настройке; $f = 0,15 \dots 0,2$ и $f' = 0,1$ - коэффициенты трения; $P_{пр}$ - сила пружины; $C_{y.e.}$ и $\Delta_{y.e.}$ - жесткость и деформация упругого элемента; α , α_1 , α_2 - половины углов конусов губок.

отклонении Δd (рис.3.17,е), вызывающем увеличение смещения y_0 и зазора Δ'_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 φ_{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 φ_{np} .

Работу цанги до выхода ее из строя можно разбить на три периода (рис.3.17,е): I – постоянное уменьшение коэффициента усиления k_n по мере износа острых кромок рабочего отверстия на величину Δd (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 γ_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.3.17,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 Δ_{H1} для z_1 и Δ_{H2} для z_2 . Практика показала, что срок службы цанги тем выше, чем больше количество лепестков z и отклонение Δd .

У различных станков-автоматов при обработке стальных прутков средняя долговечность зажимных цанг, оцениваемая числом циклов работы N_q (количеством обработанных деталей) с момента постановки на станок, составляет $(6,3...15) \cdot 10^4$ 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.

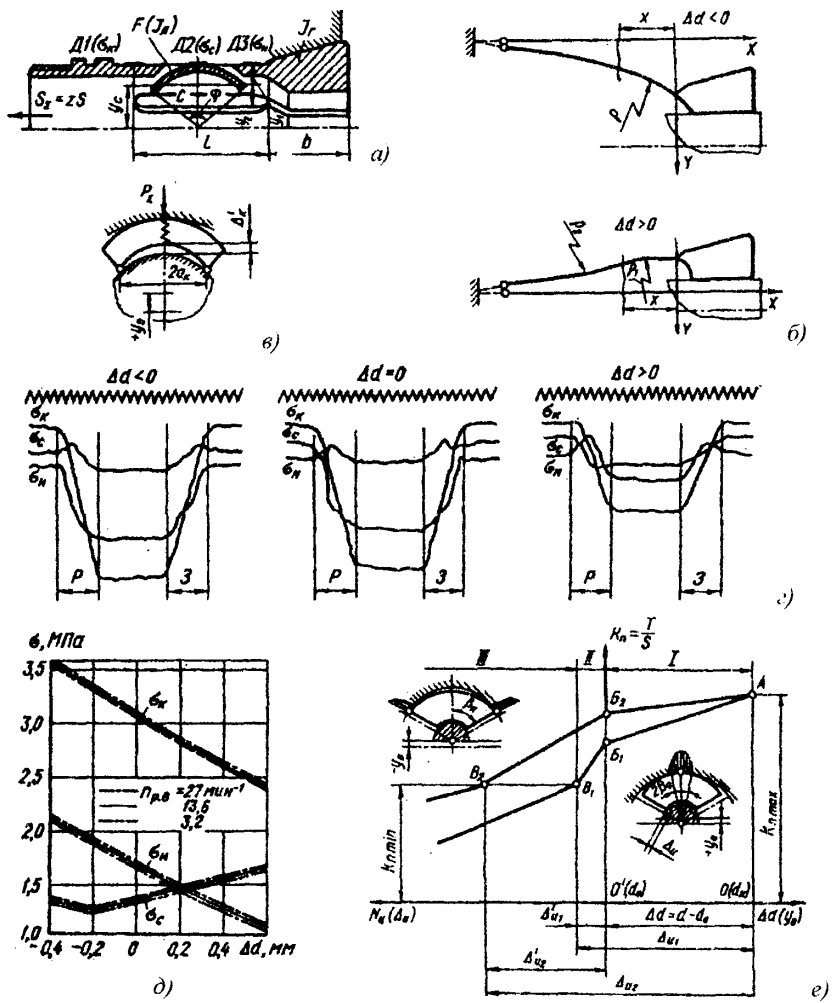


Рис. 3.17. Изменение нормальных напряжений в лепестках (а, б, г, д), губках (в) при зажиме-разжиме и коэффициента усиления патрона при износе цанги (е): 3 – зажим; Р – разжим; Д1, Д2, Д3 – тензодатчики, наклеенные соответственно в конце, середине и начале лепестка

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 σ_u — напряжения изгиба; σ_p — напряжения растяжения от осевой силы S .

Считая, что $\sigma_u = M_u/W = M_u y/l_a$, после преобразований получаем

$$\sigma_{\kappa u} = [3E(\delta_0 + 0,5\Delta d)y_1] \sqrt{\xi l_a^2 + l_a \varepsilon (1 + 2\lambda l_a)} \pm S/F_a. \quad (3.4)$$

3.5. Расчет сил зажима

При проектировании ЗМ необходимо обеспечивать силу зажима. Для этого требуются такие исходные данные, как вид заготовок, их предельные размеры и допускаемые отклонения размеров, 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 — круглых заготовок и режущих инструментов с цилиндрическим хвостовиком (рис.3.18). При зажиме вращающегося сверла диаметром d необходимо предотвратить его прокручивание и осевое проскальзывание при сверлении (рис.3.18,а) за счёт тангенциальных сил $R_1 = T\mu_1$ (μ_1 — коэффициент сцепления при прокручивании) и осевых сил $R_2 = T\mu_2$ (μ_2 — коэффициент сцепления при проскальзывании).

При зажиме вращающейся заготовки (прутка) диаметром d необходимо предотвратить прокручивание от момента резания M_p , вызванного тангенциальной силой резания P_2 и моментом сверления. Эта же схема (рис.3.18,б) характерна при зажиме концевой фрезы и торцевом фрезеровании.

При обработке заготовки с малой базой зажима b_m (рис.3.18,в) необходимо предотвратить прежде всего вырыв заготовки под действием момента $M_u = P_p l_p$ от нормальных сил резания, а также её прокручивание под действием момента M_p от тангенциальных сил резания. В случае отсутствия конкретного распределения силы зажима (см. рис.3.18,б) необходимо учитывать характер их распределения вдоль образующей объекта закрепления, а значит вдоль образующей зажимных элементов (рис.3.18,г).

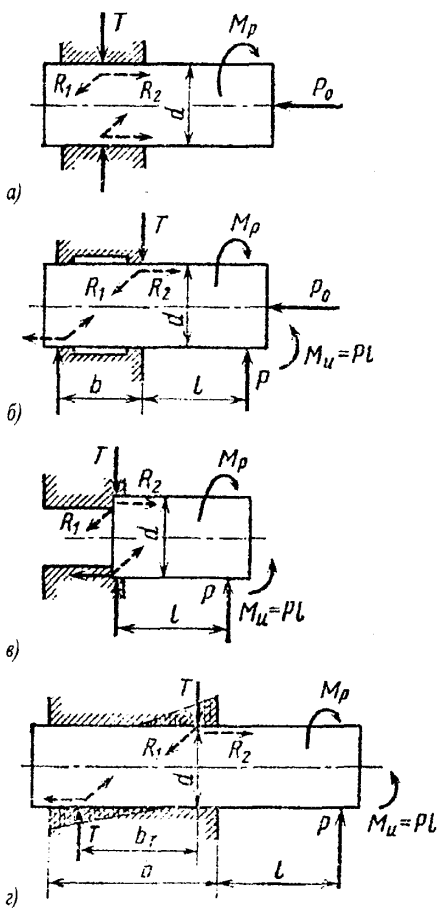


Рис. 3.18. Схемы закрепления и нагружения вращающегося объекта: а – при сверлении; б – при сверлении (или консольном фрезеровании); в – при обработке с малой базой зажима; г – при обработке с большой базой зажима при диаметре обработки d_0

$$M_p = P_z d_0 / 2 + M_{cs}; \quad P_0 = P_x + P_{cs}$$

где P_x , P_z — составляющие сил резания при точении; M_{cs} и P_{cs} — момент и осевая сила резания при сверлении.

При многорезцовой обработке

$$M_p = \sum P_{zi} d_i / 2 + M_{cs}; \quad P_0 = \sum P_{xi} + P_{cs}$$

Для вращающихся обрабатываемых заготовок высокой жесткости необходимую силу зажима T определяют из следующих трех условий [34, 39]:

1) момент закрепления M_{np} , удерживающий заготовку от прокручивания, должен быть больше крутящего момента M_p от составляющих сил резания, стремящихся повернуть заготовку 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 заготовку от вырыва, должен быть больше изгибающего момента M_u от составляющих сил резания, стремящихся вывернуть заготовку относительно точки опоры ($M_a > M_u$).

При закреплении невращающихся заготовок силу T_z можно определить из последних двух условий.

В схеме обработки заготовки, зажатой в цанговом патроне со значительной базой зажима (рис.3.19,а), момент и осевая сила резания, действующая на заготовку,

Минимальные силы, удерживающие заготовку от вращения и осевого смещения,

$$\sum R_1 = 2M_p / d; \quad \sum R_2 = P_o.$$

Полная расчетная сила на поверхности зажима диаметром d

$$R_\Sigma = \sqrt{\sum R_1^2 + \sum R_2^2},$$

а суммарная радиальная сила зажима, прижимающая губки цанги к заготовке, с учетом коэффициента запаса $K_{зан}$

$$T_\Sigma = \frac{K_{зан} R_\Sigma}{\mu} = \frac{K_{зан}}{\mu d} \sqrt{(\sum P_{zi} d_i + 2M_{ck})^2 + (\sum P_{xi} + P_{ck})^2 d^2} \quad (3.5)$$

где μ – коэффициент сцепления между губками цанги и заготовкой, значение которого зависит от вида насечек на губках, материала заготовки и схемы действия сил (см. табл. 2.5 - 2.7).

Если при поперечном точении обрабатывается заготовка, зажата в трёхкулачковом патроне с большой базой зажима (рис.3.19,б), то радиальная сила T_Σ определяется по аналогии с рис.3.19,а (как в цанговом патроне). В случае малой базы зажима силу T_Σ необходимо определять из условия непрокручивания за счет окружных сил сцепления (трения)

$$T_\Sigma = \frac{K_{зан}}{\mu d} \sqrt{16P_z l_2 + P_z^2 d_o^2} \quad (3.6)$$

При закреплении невращающейся заготовки в приспособлении (рис.3.19,в) при фрезеровании, когда горизонтальная составляющая сил резания P_x направлена перпендикулярно к базовой плоскости, к которой прижимается заготовка, а составляющая P_y вдоль этой плоскости, необходимая сила зажима может быть определена из условия непроворота заготовки относительно точки А. Из уравнения равновесия моментов сил относительно точки А, включая и силу трения $F = (G + T\mu - P_y)f$, получим

$$T = \frac{K_{зан} [P_y(b + af) + P_x l - G(c + af)]}{af + b\mu + L} \quad (3.7)$$

где l , b , c , L - плечи приложения сил P_x , P_y , G и T соответственно; G – вес заготовки; μ – коэффициент трения (сцепления) заготовки с зажимным элементом; f – коэффициент трения заготовки с базовой плоскостью.

На рис.3.19,г приведена схема обработки длинномерной детали 3, зажатай в поводковом патроне с пальцами-бойками 1 и вращающимся центром 2, установленными в шпинделе передней бабки и поджатой центром 4 задней бабки токарного станка.

Суммарная сила T_Σ , приложенная со стороны пальцев к торцу детали,

$$T_\Sigma = R_3 - R_n \pm P_x = nT \quad (3.8)$$

где R_3 - сила зажима, приложенная к центру задней бабки; R_n - сила зажима, приложенная к передней бабке, P_x – осевая составляющая сил резания; T – осевая сила зажима, приложенная к одному пальцу; n – количество пальцев.

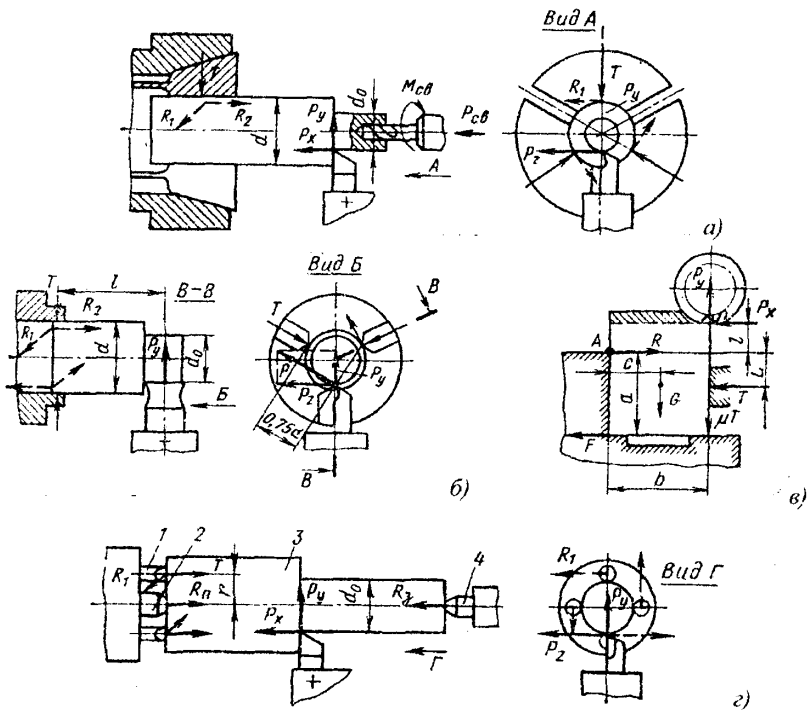


Рис. 3.19. Расчётные схемы для определения сил зажима при действии сил резания: а – обработка прутка в цанговом патроне; б – поперечная обточка заготовки в трехкулачковом патроне; в – цилиндрическое фрезерование корпусной детали в тисках; г – точение длинномерной детали в поводковом патроне и центре

Зависимость силы R_1 от T определяется свойствами материала заготовки, геометрией рабочей части пальца. Как показали эксперименты, эта зависимость может быть выражена уравнением $R_1 = KT^\alpha$. ($K = 0,52$, $\alpha = 1,2$ для легированной стали).

Для удержания заготовки от прокручивания необходимо, чтобы момент от сил резания $M_p = \frac{P_z d_0}{2}$ не превышал крутящий момент $M_k = nR_1 r$, т. е. $M_p < M_k$.

Следовательно, необходимая результирующая сила зажима заготовки пальцами будет

$$T_\Sigma = \left[\frac{n^{\alpha-1} M_p}{Kr} \right]^{\frac{1}{\alpha}} \quad (3.9)$$

Для обеспечения точности обработки тонкостенных деталей и уменьшения огранки (многогранности) необходимо зажим осуществлять или равномерно распределёнными силами или выбрать значение сосредоточенной силы T из условия, что общая деформация δ_{\max} от действия всех сил не должна превышать $2/3$ допуска на обработку Δ [37].

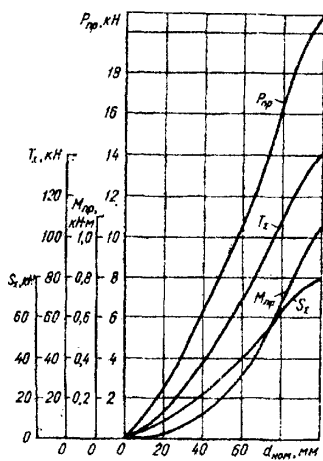


Рис. 3.20. Зависимости сил S_{Σ} , T_{Σ} , $P_{зп}$ и момента $M_{зп}$ от различных номинальных диаметров заготовок

зажимного элемента (губки и лепестка цанги); ω - угловая скорость вращения шпинделя; g - ускорение свободного падения; κ_{nl} - коэффициент усиления передаточного звена патрона; S_2 - 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.3.6. Для нецанговых патронов принимают $S_1 = 0$.

3.6. Выбор оптимальной силы зажима

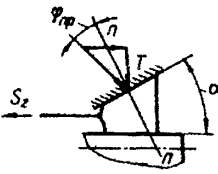
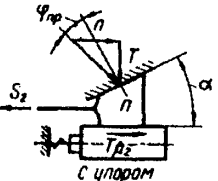
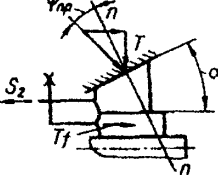

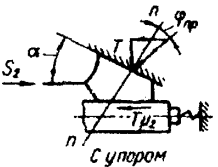
Выбор оптимальной силы зажима проводится параллельно с оптимизацией тех конструктивных параметров патрона и привода, которые влияют на силовые характеристики, ограниченные следующими условиями: отсутствием смещения детали от сил резания и вибраций; потерями силы из-за

При проектировании ЗМ и их обслуживании необходимо для определенных размеров заготовки и режимов обработки знать силы зажима, определяемые по заранее составленным графикам (рис.3.20), которые должны находиться в руководстве по эксплуатации станка и строиться на основе точного расчета сил зажима или по результатам экспериментальных данных.

Суммарная осевая сила зажима в цанговом патроне $S_{\Sigma} = z(S_1 + S_2)$, где $S_1 = R\kappa_{nl}$ - осевая сила, необходимая для выборки зазора Δ между губкой и заготовкой; $R = R_y + R_n$; $R_y = C\Delta$ - сила упругости; C - изгибная жесткость в месте контакта; $R_n = G_m R_m \omega^2 / g$ - центробежная сила неуравновешенного элемента; G_m и R_m - соответственно сила тяжести и координата (радиус) центра тяжести

действия центробежных сил; нераскрытием натянутых стыков (жесткости зажима); неразрушением поверхности мягких и хрупких деталей; неискажением формы детали; прочностью звеньев, мощностью привода и т. д.

Таблица 3.6. К расчету осевой силы S_2 ($d = d_0$) при одинарном зажиме

Расчетная схема	Формула
	$S_2 = T \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})$
	$S_2 = T \cdot [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + \mu_2]$
	$S_2 = T \cdot [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + f]$
	$S_2 = T \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})$
	$S_2 = T \cdot [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + K_1 \mu_2]$

Расчетная схема	Формула
	$S_2 = T \frac{\text{tg}(\alpha + \varphi_{np})}{1 - \text{tg}(\alpha + \varphi_{np}) \cdot \text{tg} \varphi'}$
	$S_2 = T \frac{1 - \mu_2 \text{tg} \varphi'}{\text{ctg}(\alpha + \varphi_{np}) - \text{tg} \varphi'}$
	$S_2 = T \frac{\text{tg}(\alpha + \varphi_{np})}{1 + \text{tg}(\alpha + \varphi_{np}) \cdot \text{tg}(\beta - \varphi')}$
	$S_2 = T \frac{1 + \mu_2 \text{tg}(\beta - \varphi')}{\text{ctg}(\alpha + \varphi_{np}) + \text{tg}(\beta - \varphi')}$
	$Q = T \frac{R_2 \text{tg}(\alpha + \varphi_{np})}{R_1 (1 + f_1^2)} \left[\text{tg}(\gamma + \varphi) + f_1 \frac{R_2}{R_2} \right]$

Примечание. Условные обозначения: $n - n$, $n_1 - n_1$, $n_2 - n_2$ - нормали коническим и торцевым поверхностям цанги; φ_{np} - приведенный угол трения в коническом сопряжении; φ' - угол трения об упорную гайку; $\alpha = 15^\circ$ - половина угла конуса цанги; f, f_1 - коэффициенты трения; μ_2 - коэффициент сцепления при осевом проскальзывании; R_1, R_2 - радиусы рукоятки зажима и резьбы; Q - сила на рукоятке зажима.

Как уже было отмечено в п.3.5, исходными данными для оптимизации сил зажима в канговом ЗМ с силовым замыканием и патроном с затяжной кангой являются: вид и размеры обрабатываемой заготовки, точность обработки, требования технологического процесса, габаритные и присоединительные размеры. Эти данные определяют различные условия.

Условие 1. При действии сил резания P_z, P_x, P_{cs} и момента M_{cs}

$$T_1 \geq \frac{K_{зан}}{\mu d} \sqrt{(P_z d_o + 2M_{cs})^2 + (P_x + P_{cs})^2 d^2},$$

где d_o - диаметр обработки; $K_{зан}$ - коэффициент запаса; μ - коэффициент сцепления, удерживающего деталь от проскальзывания, прокручивания и вырыва; d - диаметр прутка в месте зажима с минимальным отклонением Δd_{\min} .

Условие 2. От сил резания $P_p = \sqrt{P_y^2 + P_z^2}$, создающих на длине обработки l_p детали с Δd_{\min} момент $M_p = P_p l_p$, по краям губки канги возникают реакции (силы), стремящиеся, с одной стороны, натянуть стык, а с другой - раскрыть его. Для нераскрытия стыка необходимо, чтобы $T_2 > [R]$ где $[R] = P_p (b + l_p) / b$ - максимальная реакция (b - длина губки канги). Таким образом, $T_2 \geq P_p (b + l_p) / b$.

Условие 3. При Δd_{\min} острые кромки губки канги врезаются в деталь при зажиме и дополнительно при резании (условие 2), что в одних случаях совершенно недопустимо (должно быть в пределах шероховатости или микроволн), а в других не должно превышать допуска на размер $[H]$. Пренебрегая некоторыми составляющими для контактных сближений h_k (табл.1.1), получаем

$$(T_3 + [R]) A_d \frac{\Delta d_{\max}}{b} \leq [H], \text{ откуда } T_3 \leq [H] b / (A_d d_{\max}) - [R].$$

Условие 4. При обработке тонкостенных деталей (например, колец подшипников) в зависимости от количества точек контакта, определяющих удельные давления и величину прогиба и выпучивания детали, радиальная сила зажима T_4 создает суммарную погрешность

$$\Delta_{\phi} = K_z T_4 R^3 / EJ \leq 0,5[\delta_{\phi}],$$

где K_z - коэффициент, зависящий от числа точек зажима и равный, например, 0,06 при $z = 3$ (чем больше z , тем меньше K_z), R - средний радиус кольца; E - модуль упругости; J - момент инерции поперечного сечения кольца; $[\delta_{\phi}]$ - допускаемая погрешность формы обработанной поверхности кольца.

Отсюда

$$T_4 \leq 0,5[\delta_{\phi}] EJ / (K_z R^3).$$

Условие 5. Это условие необходимо при обработке неметаллических хрупких деталей с низкими упруго-пластическими свойствами ($\sigma_{\text{де}}$) и зависит от распределения давления при зажиме на поверхности детали: $P_{\phi} = T_5 / F_k \leq [p]$. Отсюда

$$T_5 \leq F_k [p] = F_k \cdot \sigma_{\text{с.ж.}}$$

Условие 6. При кромочных контактах и зажиме твердых деталей, когда контактное сближение h_k имеет небольшое значение, возможно разрушение губки по средней образующей при условии

$$\sigma = T_6 a_k / 4W_r \leq [\sigma],$$

где $a_k = d \cdot \sin(180^\circ/z)$ - база контакта в поперечном сечении; W_r - момент сопротивления губки в продольном сечении. Таким образом

$$T_6 \leq 4W_r [\sigma] / (d \cdot \sin(180^\circ/z)).$$

Условие 7. Допускаемая конусность $[K]$ обработки детали с Δd_{min} на длине l_p определяет допустимый ее изгиб $[y]$ на максимальном вылете $[l] = [K]l_o/2$. С другой стороны, прогиб y_n детали зависит от контактных сближений в стыке деталь-губка цанги, определяющих угол поворота $\vartheta = (\Delta_1 + \Delta_2)/2$.

Тогда $y_n = \vartheta(b + l_p) = (\Delta_1 + \Delta_2)(b + l_p)/b$. Отсюда

$$y_n = P_p A_d \Delta_d (2l_p + b)(l_p + b) / b^3 \leq [K] \frac{l_o}{4};$$

$$T_7 \leq [K] l_o b^3 / A_d \cdot \Delta d (2l_p + b)(l_p + b).$$

Из условий 3–6 выбирают максимальное значение $T_3 - T_6$ и сравнивают с условиями 1, 2, 7.

Если $T_3 \dots T_6 > T_{1(2,7)}$, то дальше определяют осевую силу S_{Σ} для интервала T , находящегося между максимальным из значений $T_3 \dots T_6$ и минимальным из значений $T_{1(2,7)}$: $T_3 \dots T_6 > T > T_{1(2,7)}$.

Необходимая осевая сила $S_{\Sigma} = T_{\Sigma} k_n$ должна быть меньше силы, допускаемой прочностью слабого звена с площадью сечения $F_{c.з.}$ в системе привод - патрон (Пр - П), т. е. $S_{\Sigma} \leq [S_{\Sigma}] = [\sigma] \cdot F_{c.з.}$.

Выбор оптимального значения силы зажима также связан с точностью зажима и обработки [3, 8, 26, 37, 39]. Если вышеприведенные условия не выдерживаются, необходимо в каждом конкретном случае корректировать параметры (например, μ - для T_1 ; b - для T_2, T_7 ; F_k - для T_3, T_5 ; z - для T_4, T_6).

3.7. 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 $S_z = zS$ (z - количество губок; S - осевая сила, приложенная к одной губке), которая обеспечивала бы суммарную радиальную силу зажима $T_z = zT$ (T - радиальная сила зажима заготовки одной губкой), исключаящую прокручивание, осевое смещение и вырыв заготовки в процессе обработки.

Процесс зажима заготовки в цанговом патроне (рис.3.21) во многом зависит от того, происходит он при вращающемся или невращающемся шпинделе. С одной стороны, вращение шпинделя и связанных с ним деталей ЗМ (особенно в случае соударения прутка о направляющие детали) 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 прутка 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.3.21) [15].

На I этапе при перемещении цанги на величину x_1 (предварительная регулировка на x_0) происходит выборка минимального зазора Δ между губкой цанги и прутком. При этом губка оказывается наклоненной к прутку под углом ϑ_0 (при угле начальной разводки ϑ_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 прутком встречается в задней своей части в точке Γ_1 , отстоящей от точки A на расстоянии $B_1 \approx b_k$.

Появляются углы θ_1, γ_1 , осевая реакция Q_1 в точке K_1 , равная S_1 , и радиальная реакция P_{21} .

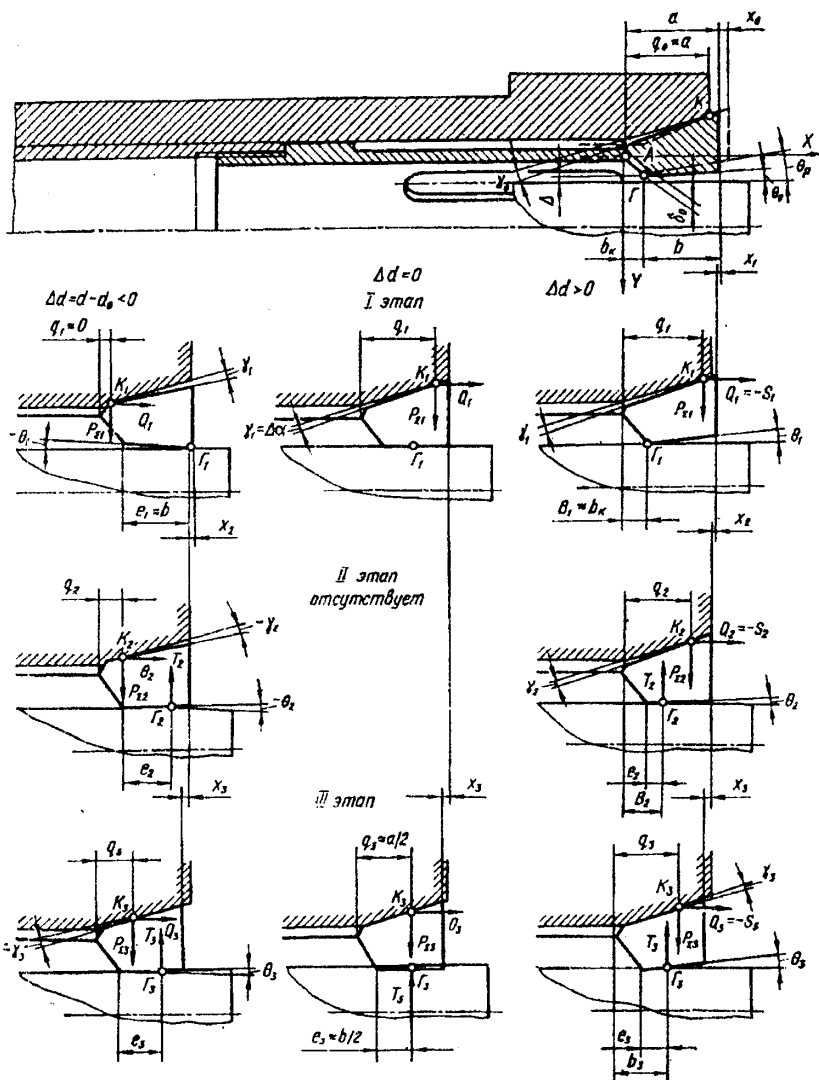


Рис. 3.21. Этапы процесса зажима цангой прутка с различными отклонениями его диаметра

На II этапе при перемещении цанги на величину x_2 происходит выборка углового зазора ϑ_1 до ϑ_2 и смещение точек контакта K_2 (плечо q_2) и \tilde{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 ϑ_2 и γ_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 ϑ_3 и γ_3 , реакций $Q_3 = -S_3$, $P_{\Sigma 3}$.

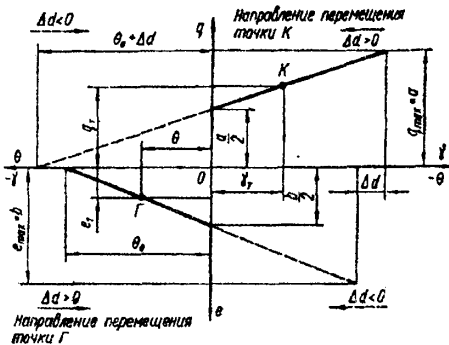


Рис. 3.22. График изменения плечей точек контакта Г и К в цанговом ЗМ

шпинделем и заготовкой изменяются по линейному закону в зависимости от угловых зазоров ϑ и γ .

Тогда текущие значения плеч

$$q_T = 0,5a \left(1 + \frac{\gamma_T}{\gamma_0} \right) = 0,5a \left(1 + \frac{\gamma_T}{(\vartheta_0 + \Delta d)} \right); \quad e_T = 0,5b(1 - \gamma_T/\gamma_0).$$

С учетом переходного участка b_K точка контакта Γ отстоит от начала лепестка (точки A) на текущем расстоянии (см. рис.3.21) $B_T = b_K + e_T$. 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 калиброванных прутков с небольшим отклонением Δd для $d = d_0$ ($\Delta d = 0$) между силами T_{Σ} и S_{Σ} существует зависимость при двух этапах зажима (см. рис.3.21): $S_{\Sigma} = (T_{\Sigma} + zR_y) \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})$.

Если рассматривать последний этап зажима и пренебречь R_y ($\Delta \rightarrow 0$), то $S_{\Sigma} = T_{\Sigma} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})$, а коэффициент усиления патрона $k_n = \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_{np})$.

Изменение плеч контакта точек K и Γ , а также угловых зазоров ϑ и γ , переходящих при натяге в заготовку, влияет на силовые, жесткостные и точностные характеристики зажима.

Чтобы учесть изменение положения точек контакта K и Γ в процессе зажима, можно воспользоваться графиком (рис.3.22), построенным при условии, что контактные сближения губки цанги со

Таблица 3.8. Силовые зависимости в зажимном патроне с
цангой тянущего типа

Показатель	Этап	Формула
Осевая и радиальная сила зажима	I	$S_1 = \frac{\Delta/l + (R_y + R_u)\Phi_2 + R_u a_u \Phi_3}{\operatorname{ctg}(\alpha - \varphi)\Phi_2 + [m_1 + l \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)]}$
	II	$S_2 = \frac{2E\vartheta_2^*}{l \cdot [q_2 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) + m_2]};$ $T_2 = \frac{2E\vartheta_2^* \cdot [\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)(l + q_2) + m_2]}{l \cdot (l + b_2 + \mu_2 u) \cdot [q_2 - \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) + m_2]}$
	III	$S_3 = \frac{T_2(l + b_3)}{\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_{np})(l + q_3) + m_3};$ $T_3 = T - T_2$
Коэффициент усиления	II	$k_{n2} = \frac{\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)(l + q_2) + m_2}{l + B_2 + \mu_2 u}$
	III	$k_{n3} = \frac{\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_{np})(l + q_3) + m_3}{l + B_3}$
	средний	$k_n = \frac{T_2 + T_3}{S_1 + S_2 + S_3}$
<p>Примечание. Условные обозначения: $R_y = C_y(\delta_0 - \Delta)$; δ_p - стрела разводки в начале лепестка; $\Phi_2 = \xi(l^2 + \varepsilon l)/3EI$; $\Phi_3 = \xi(3l + 2\varepsilon l)/3EI$; a_u - плечо силы R_y; m_2, q_2, b_2 - плечи сил на II этапе; m_3, q_3, b_3 - плечи сил на III этапе; $u = y_c d/2$ - расстояние от точки контакта \tilde{A}_2 до оси X; $B_2 = b_K + e_2 = b_K + 0,5b(1 - \vartheta_2/\vartheta_0)$ - расстояние от точки \tilde{A}_2 до оси Y; μ - коэффициент осевого проскальзывания; $B_3 = b_K + e_3 = b_K + 0,5b(1 - \vartheta_3/\vartheta_0)$ - расстояние от точки \tilde{A}_3 до оси Y;</p> $\vartheta_2^* = \frac{(P_{\Sigma 2} - T_2)l^2}{2EI} + \frac{(S_2 m_2 + P_{\Sigma 2} q_2 - T_2 b_2 - T_2 \mu_2 u)l}{EI}$		

3.8. Особенности упрощенного расчета сил зажима во вращающемся кулачковом патроне

Необходимая сила зажима заготовки в кулачковом патроне токарного станка является величиной переменной и зависит от ряда факторов, к которым относятся режим резания; технические возможности станка; вид и возможности используемого ЗМ; размер заготовки и способ ее установки в патроне; жесткость технологической системы станка и др.

Необходимую силу зажима заготовки определяют для двух случаев обработки: черновой и чистовой. Основное требование при черновой обработке - использование максимальной мощности токарного станка и прочности инструмента, при чистовой - повышение точности формы и размеров обрабатываемых деталей, уменьшение шероховатости их поверхности и предохранение установочной поверхности от повреждения.

Обычно на практике при использовании универсальных металлорежущих станков с ручным приводом сила зажима, определяемая рабочим, не рассчитывается; при использовании механизированных зажимных приспособлений необходимую силу зажима определяют для настройки системы ЗМ.

Статическую силу зажима, H , можно определять по формуле

$$T = T_{\Sigma} / z = 9554 \cdot 2K_{\text{зам}} \cdot \pi N_{\text{ос}} \eta_m / (z \mu V_f),$$

где $K_{\text{зам}} = 1,5 \dots 2$ - коэффициент запаса; $N_{\text{ос}}$ - мощность двигателя главного движения токарного станка, кВт; $\eta_m = 0,7 \dots 0,9$ - механический коэффициент полезного действия; $z = 3$ (или 4) - число кулачков; $\mu = 0,1 \dots 0,6$ - коэффициент сцепления (трения), зависящий от формы насечек кулачков и поверхности заготовки; V_f - скорость резания, м/мин. Определенная таким образом сила зажима не учитывает влияния центробежной силы во время работы и для малых частот шпинделя (до 500 об/мин) может быть достаточной.

При современных методах обработки резанием, когда используются высокие скорости резания (частота вращения до 3000 об/мин и более), вышеприведенный метод определения силы зажима может привести к недозажиму заготовки. Поэтому применяют аналитический (и прежде всего графоаналитический) метод определения необходимой силы зажима как при черновой, так и при чистовой обработке.

Сущность метода состоит в следующем:

1) по известной методике проектирования технологического процесса в зависимости от вида обработки и способа установки заготовки, жесткости технологической системы станка определяют глубину резания, подачу и технологическую скорость резания;

2) сопоставляют технологическую скорость резания с кинематической, обеспечиваемой станком, и определяют действительную частоту вращения шпинделя, об/мин: $n = 1000V_T / (\pi D_3) \geq n_0$; определяют необходимый крутящий момент и выбирают токарный станок с требуемой мощностью, после чего определяют действительный крутящий момент резания

$$M_p = 9554 N_{\text{дв}} \eta_M / n_{\text{дв}};$$

3) определяют максимальную силу резания при диаметре обработки D :

$$P_z = 2M_p / D;$$

4) из условия $D_3 = D$ и непроворота детали $M_{np} > K_{\text{зан}} M_p$ определяют необходимую статическую силу зажима одним кулачком без учета центробежной силы ($n = 0$):

$$T' = K_{\text{зан}} P_z / (z\mu);$$

5) при известном диаметре установочной поверхности, способе установки заготовки в кулачках с массой m и расстоянием до центра тяжести R , действительной частоте вращения шпинделя n_0 определяют теоретическую центробежную силу

$$F_{\text{ок}} = m(\pi n_0 / 30)R;$$

6) необходимая динамическая сила зажима заготовки одним кулачком

$$T_{\omega} = T' + F_{\text{ок}}.$$

Аналитический метод определения необходимой динамической силы зажима дает хорошие результаты, несложный и удобный. Еще лучшие результаты определения силы T_{ω} дает графоаналитический метод с помощью номограмм, построенных по вышеприведенным зависимостям (рис.3.24).

Если необходимо выполнить чистовую обработку, максимальная мощность токарного станка не используется. В этом случае силу резания определяют по таблицам или по эмпирическим зависимостям, а силу зажима без использования номограмм.

3.9. Графическое изображение основных характеристик. Силовые портреты

Графическое изображение упруго-силовых характеристик системы ЗМ можно представить в виде силового портрета – плоской (или пространственной) картины [39], где изображены зависимости в квадрантах (рис.3.25): *I* – радиальной T_{Σ} силы зажима от осевой S_{Σ} , т.е. силовая характеристика исполнительного элемента – патрона (A_1B_1); *II* – осевой силы S_{Σ} от деформации f_y УСМ, т.е. жесткостная характеристика УСМ (A_2B_2); *III* – деформации f_y

УСМ (или перемещение x ПУМ) от отклонения диаметра зажимаемой заготовки Δd , т.е. характеристика влияния Δd или условной обратной связи (A_3B_3); IV – радиальной силы T_{Σ} от отклонения диаметра Δd , т.е. выходная силовая характеристика объекта закрепления (A_4B_4) в виде нестабильности силы зажима.

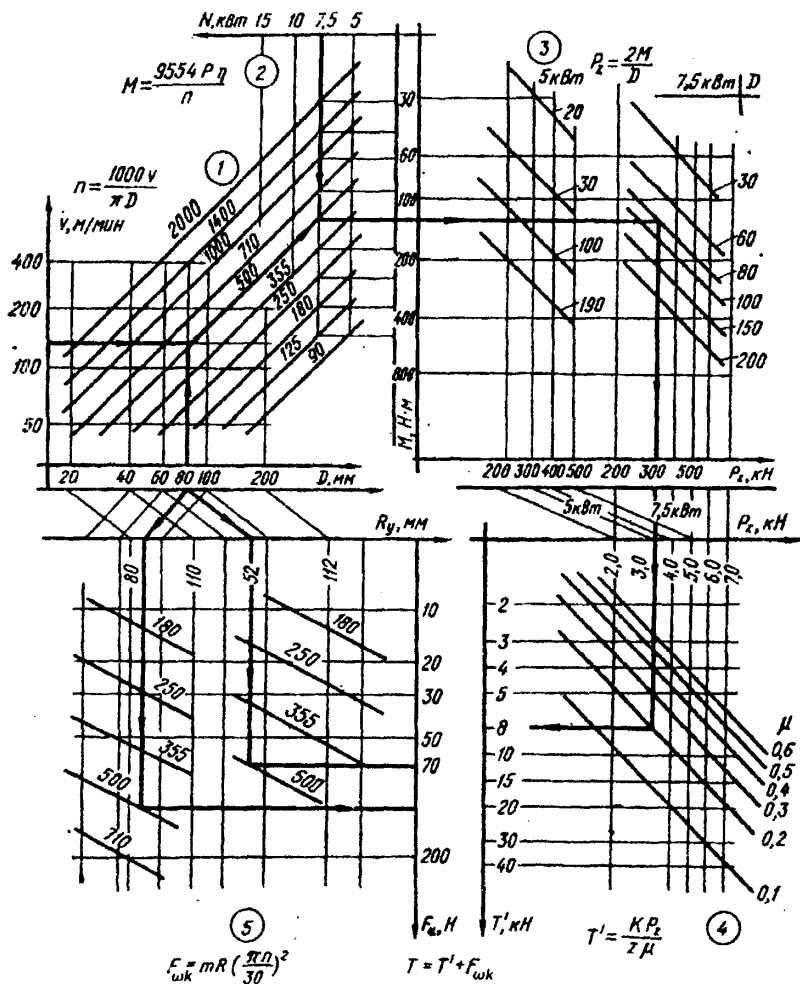


Рис. 3.24. Графоаналитический метод определения необходимой статической силы зажима заготовки

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

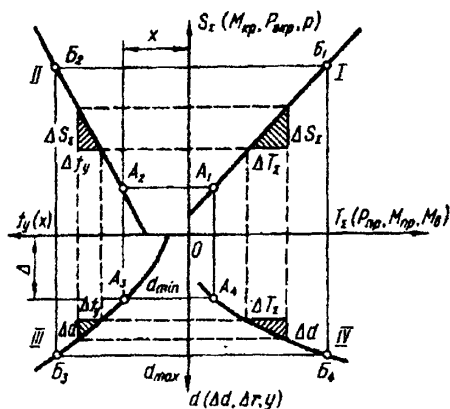


Рис. 3.25. Графическое изображение упруго-силовых характеристик

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

На силовом портрете ЗМ (рис.3.26) точкой A ($A_1 \dots A_4$) обозначены характеристики, соответствующие минимальному диаметру заготовки; а точкой B ($B_1 \dots B_4$) – максимальному. На рис.3.26,а изображены силовые портреты цанговых ЗМ с УСМ, имеющими линейную характеристику или без упругого звена (УЗ), а также с УЗ в виде предварительно натянутого пакета тарельчатых пружин. Оба механизма отрегулированы так, что при зажиме прутка минимального диаметра они создают одинаковые силы $S_{\Sigma \min}$ (точка A_2) и $T_{\Sigma \min}$ (точка A_4). При отсутствии УЗ или при наличии УСМ с крутой линейной характеристикой максимальное значение силы $T_{\Sigma \max}$ (точка B_1) значительно выше, чем при наличии УЗ с пологим участком характеристики (точка B_4).

Использование приводов ЗМ переменной структуры (рис.3.26,б) при точно фиксированном положении подвижного упора даже при цанговом патроне дает такое же отклонение силы T_Σ при жестком УЗ (кривая A_4B_4 на рис.3.26,б), как обычный механизм с клиновым патроном. Практически полная стабилизация силы T_Σ при механизме переменной структуры с дополнительным подводом энергии достигается при использовании патронов с

$k_n = const$ (прямая A_4B_4' параллельно оси Δd). На рис.3.26,б приведен портрет цангового зажимного механизма (ЦЗМ) с геометрическим замыканием, муфта замыкания которого имеет несколько участков замыкания.

Силовой портрет ЦЗМ с силовым замыканием изображен на рис.3.26,г при двух регулировках механизма (для двух давлений p или осевой силы S_Σ - прямые A_2B_2 и $A_2'B_2'$). Варианты силового портрета для ЗМ с самоторможением показаны на рис. 3.26,д,е.

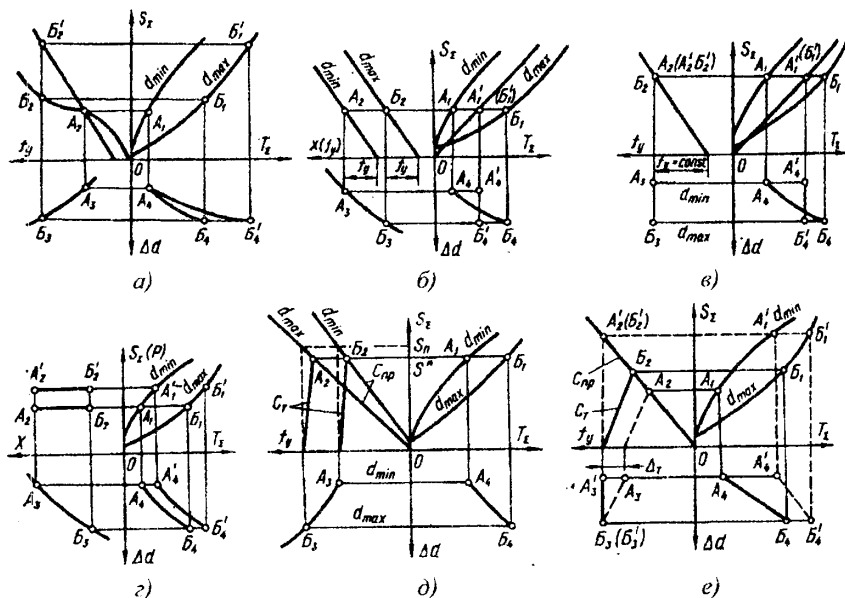


Рис. 3.26. Силовые портреты цанговых ЗМ:

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

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

При непостоянной силовой характеристике патрона стабилизация осевой силы в приводе ($S_\Sigma = const$) не обеспечивает постоянства выходной суммарной радиальной силы зажима T_Σ , которая в общем случае равна $S_\Sigma k_n$, где

$S_{\Sigma} = S_0 + \Delta S_{\Sigma}$ - суммарная осевая сила на входе патрона, создаваемая приводом и состоящая из постоянной части S_0 при $d = d_0$ ($\Delta d = 0$) и переменной части ΔS_{Σ} , зависящей от Δd ; $k_n = k_0 + \Delta k_n$ - коэффициент усиления патрона с клиновым передаточно-усилительным звеном, состоящий из постоянной части при $\Delta d = 0$ (если пренебречь изменением коэффициента трения в клиновом или коническом сопряжении) и переменной части Δk_n , зависящей от изменения условий контактирования при $\Delta d \neq 0$. Отсюда

$$T_{\Sigma} = (S_0 + \Delta S_{\Sigma})(k_0 + \Delta k_n) = S_0 k_0 + \Delta S_{\Sigma} k_0 + (S_0 + \Delta S_{\Sigma}) \Delta k_n. \quad (3.10)$$

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

Составляющие T_{Σ} для широко распространенных ЗМ с силовым и геометрическим замыканием показаны на силовых портретах (рис.3.27).

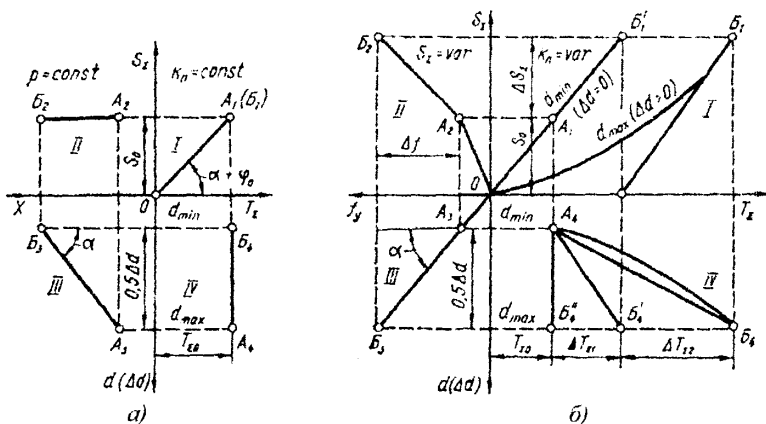


Рис. 3.27. Силовые портреты ЗМ с силовым замыканием и клиновым патроном (а), с геометрическим замыканием и цанговым патроном (б) (обозначения аналогичны рис. 3.26)

В силовом портрете ЗМ с силовым замыканием (рис.3.27,а) (например, с гидроприводом при давлении жидкости $p = const$) и клиновым или рычажным кулачковым патроном с постоянным коэффициентом усиления ($k_n = const$) $\Delta T_{\Sigma 1} = 0$, $\Delta T_{\Sigma 2} = 0$. В силовом портрете ЗМ с геометрическим замыканием,

линейным упругим звеном и затяжной цангой (рис.3.27,б) ΔS_{Σ} и Δk_n зависят от Δd , т.е. такой механизм нестабилен по силе и не может обеспечить $T_{\Sigma} = T_{\Sigma 0} = \text{const}$, так как из-за нестабильности характеристик привода и патрона $\Delta T_{\Sigma 1} \neq 0$ и $\Delta T_{\Sigma 2} \neq 0$, а при $\Delta d > 0$ величины $\Delta T_{\Sigma 1} > 0$ и $\Delta T_{\Sigma 2} > 0$.

При определенных допущениях при $\Delta d > 0$ (рис.3.27,б):

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

$$\Delta T_{\Sigma 2} = (S_o + 0,5 C_{np} \Delta d \text{ctg} \alpha) \frac{2 K_d \Delta d}{1 - K_d \Delta d},$$

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

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

3.10. Регулирование и стабилизация силовых характеристик

Для стабилизации и регулирования силовых характеристик ЗМ в его упрощенной функциональной схеме (рис.3.28,а), как в замкнутой системе, выделяют передаточно-усилительный механизм (ИУМ) и упругую систему механизма (УСМ), которые составляют привод зажима (Ир), питаемый от источника энергии (Э) и управляемый узлом управления (УУ).

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

С точки зрения автоматического управления в качестве параметра регулирования является сила взаимодействия T_{Σ} зажимных элементов патрона (П) с поверхностью детали (Д), пропорциональная контактным сближениям в их сопряжении. В этом случае на суммирующие элементы в цепи основного контура системы ЗМ, например, с геометрическим замыканием (рис.3.28,б),

предусматривать автоматическую компенсацию зазоров в системе ЗМ при загрузке заготовок, например, при подаче прутка или после нее.

Для реализации этого метода должна быть введена обратная связь (ОС), компенсирующая отклонение Δd в виде сигнала, выбирающего радиальный зазор Δy в патроне или свободный осевой ход Δx в передаточно-преобразовательном механизме (ППМ) привода (рис.3.29,а).

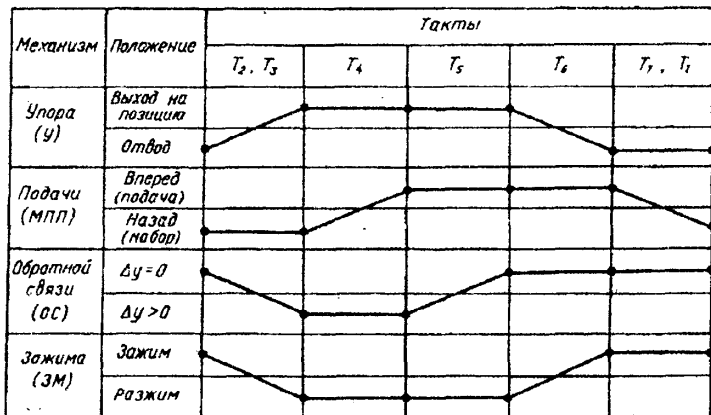
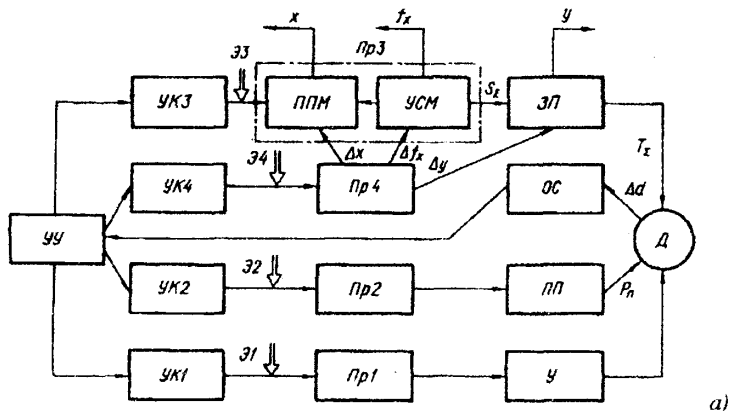


Рис. 3.29. Общая функциональная схема (а) и тактограмма работы механизмов подачи, упора, зажима прутка и устройства обратной связи (самонастройки) для предварительной выборки зазоров в системе ЗМ пруткового автомата (б):

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

Возможно также изменение жесткости $\Delta f_x = f(\Delta d)$, компенсирующее колебание силовой характеристики патрона (при $k_n = \text{var}$). Наиболее выгодным в условиях модернизации существующих прутковых автоматов является создание самонастраивающихся ЗМ с элементами самонастройки в патроне или приводе при выполнении ОС, управляющего кулачка (VK) и привода (Пp) как одного целого. В этом случае могут быть сохранены конструктивное исполнение и функциональная схема механизмов подачи, упора и зажима прутка базового автомата (см. рис.2.1,а), но изменена тактограмма их работы (рис.3.29,б).

Использование патронов с переменным коэффициентом усиления, который с увеличением силы S_Σ уменьшается, позволяет дополнительно стабилизировать силу T_Σ (рис.3,30,а) при тех же характеристиках упругой системы механизма (УСМ). К таким патронам относят цанговый патрон с

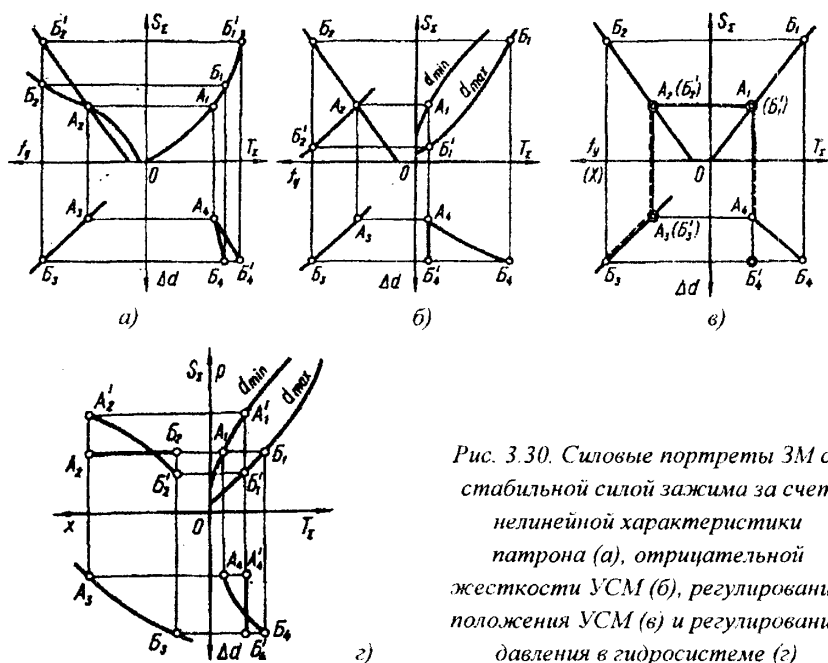


Рис. 3.30. Силовые портреты ЗМ со стабильной силой зажима за счет нелинейной характеристики патрона (а), отрицательной жесткости УСМ (б), регулирования положения УСМ (в) и регулирования давления в гидросистеме (г)

двойным зажимом. Стабилизация силы T_Σ при использовании цанговых патронов с постоянным коэффициентом усиления k_n требует создания УСМ (УЗ) с такой характеристикой (отрицательной или обратной), при которой диаметру d_{\min} соответствует большая жесткость УСМ (УЗ), а диаметру d_{\max} -

меньшая (кривая A_2B_2' на рис.3.30,б). Если рассматривать ЗМ как замкнутую систему с потенциальной энергией и представить его пружиной высокой жесткости, то, автоматически регулируя жесткость УСМ, можно управлять энергией механизма. Можно представить себе ЗМ с аккумулятором энергии, которая расходуется больше при зажиме прутков с d_{\min} и, наоборот, аккумулируется при зажиме прутков с d_{\max} , т.е. расход энергии всего ЗМ зависит от конкретного диаметра зажимаемой заготовки d (или Δd).

Полной стабилизации силы T_{Σ} можно достигнуть, применяя автоматическое управление по положению, стабилизирующее натяг УСМ. Сигнал на управление можно получить от заготовки (измерение ее диаметра d), от самой УСМ (измерение ее деформации или отклонения от номинальной). Сохранение $f_y = const$ достигается изменением хода x , например, при регулировке гайки трубы зажима (точка B_3 совпадает с точкой A_3 , B_2 с A_2 на рис.3.30,б). В ЗМ с силовым замыканием, например, с гидропневмоприводом стабилизация силы T при изменении Δd может быть достигнута регулированием давления (рис.3.30,з).

3.11. Особенности расчета жесткости зажима

Суммарные упругие перемещения обрабатываемой зажатой заготовки в системе П - Д состоят из постоянных y и переменных $y_{нер}$ упругих перемещений, т. е. $y_{\Sigma} = y + y_{нер}$.

При определении постоянных упругих перемещений y в балансе упругой системы П - Д 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 заготовки y_n (как балки) с определенной схемой заделки: $y = \sum y_n + \sum y_k + \sum y_m + y_n$.

Для определения жесткости упругой системы П - Д (табл.3.9) любую конструкцию зажимного патрона в продольном сечении при консольном закреплении заготовки и действии сил резания P_x , $P_p = P_y$, P_z на вылете l_0 можно приводить к единой модели [39] - балке с заделкой в виде упруго-фрикционного шарнира, характеризующегося тремя составляющими жесткости (радиальной C_p , поворотной C_n , осевой C_o) и моментом трения M_T в условном шарнире (рис.3.31,а). В поперечном сечении замкнутый силовой контур патрона удерживает заготовку на упруго-фрикционной подвеске, характеризующейся двумя составляющими жесткости (радиальной C_p , крутильной C_k) и моментом сил сопротивления M_c от трения и сцепления в стыках (рис.3.31,б).

Таблица 3.9. Модели упругой системы патрон - деталь

Патрон		Модель закрепления	Соотношения жесткости
Тип	Схема		
-		 <i>Жесткая заделка</i>	$C_p = C_n = C_o \rightarrow \infty$
Конусное гнездо		 <i>Упругий шарнир</i>	$C_p \gg C_n > C_o$ $C_p \rightarrow \infty$
Торцевой			$C_o \gg C_p > C_n$ $C_o \rightarrow \infty$
Упругая оправка			$C_p \gg C_o > C_n$ $C_p \rightarrow \infty$
Мембранный		 $C_o > C_p > C_k > C_n$	$C_k > C_o > C_n$
Рычажный			
Цанговый	одинарного зажима	 <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		 <i>Упруго-фрикционная подвеска</i>	$C_o > C_p > C_n > C_k$ $C_p \rightarrow \infty$

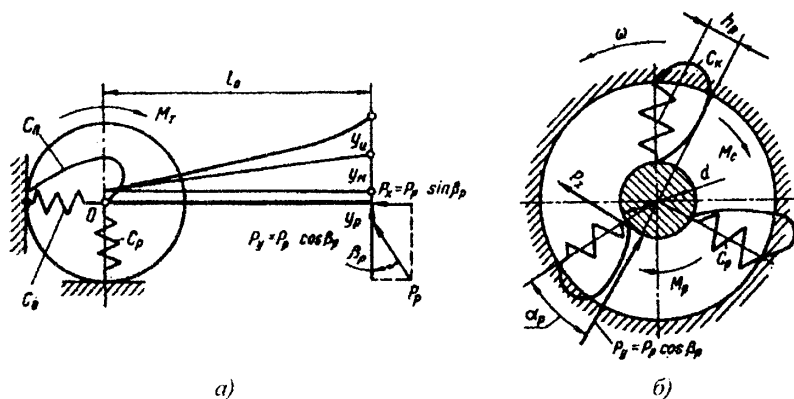


Рис. 3.31. Модель упругой системы П—Д в продольном (а) и поперечном (б) направлениях

Вид упруго-фрикционного шарнира (рис.3.32), упруго-фрикционной подвески и соотношение жесткостей зависят от способа закрепления, схемы и конструкции патрона.

В соответствии с приведенной моделью (рис.3.31) постоянные радиальные отжатия заготовки на вылете l_0

$$y = y_p + y_u + y_n = P_p / C_p + (M_p - M_T) / C_n + y_u, \quad (3.12)$$

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 - Д при резании $x_p = P_0 / C_0$, где P_0 - суммарная осевая сила резания от сверления ($P_{св}$) и составляющих P_x .

Крутильная жесткость системы П - Д характеризуется углом закручивания заготовки 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 α_p) возникает переменная составляющая радиальных отжатий, вызванных крутильной податливостью зажимных элементов и непостоянством суммарной радиальной жесткости, приводимой к линии действия силы P_p . Изменение условий контактирования губок цанги со шпинделем и прутком 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 отжатия жесткость системы П - Д за один оборот детали также величина переменная.

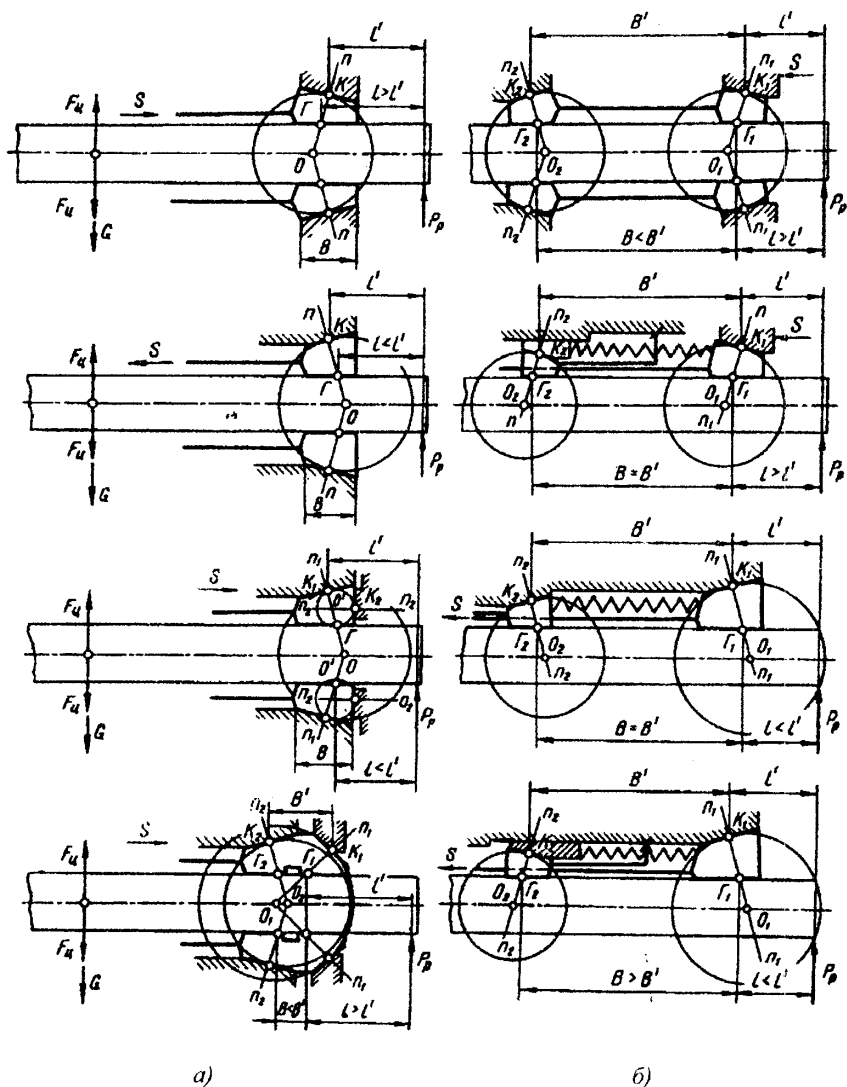


Рис. 3.32. Способы консольного закрепления с изображением упруго-фрикционных шарниров в одинарном (а) и двойном (б) цапговых зажимах

Об этом свидетельствуют круговые диаграммы отжатий, в том числе при двухстороннем нагружении. На неравномерность круговой жесткости при

зажиге прутка 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 Δd , длина заготовки, качество ее поверхности, жесткость и др.); параметры ЗМ 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 α_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.3.33,а). За нулевое положение принята плоскость $I - I$, в которой сила P_p нагружает пруток в сторону губки 1 от прорези между губками 2 и 3 ($\alpha_p = 0$). В плоскости $II - II$ 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 пруток 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 P_p (рис.3.33,б,в), что вызывает различные упругие перемещения прутка.

На жесткость системы П - Д значительное влияние оказывает способ закрепления детали (рис.3.34). Например, коэффициент заделки β_j , консольно закрепленной в цанговом патроне заготовки при одинарном зажиме, колеблется от 0,5 до 1,2; при дополнительных подержках – от 1 до 1,5; при двойном зажиме и в люнетах – от 1,5 до 2, но никогда не достигает 3 (как при абсолютной жесткой заделке), т.е. всегда имеется предельное значение β_j . Это объясняется тем, что в балансе упругих перемещений велика доля контактных сближений в стыках. В общем случае упругие отжатия детали в месте резания определяются податливостью шпинделя с учетом податливости опор ($y_{ш} = y_{шн} + y_{шо}$), податливостью патрона y_n и отжатиями самой детали y_d 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 $y_{\Sigma} = y_{ш} + y_d = y_{шн} + y_n + y_d$. Основные отжатия возникают от поворота шпинделя на угол $\vartheta_{ш}$ и оси патрона на угол ϑ_n (в результате поворотной жесткости C_n , значительно меньшей от радиальной C_r и осевой C_o жесткости).

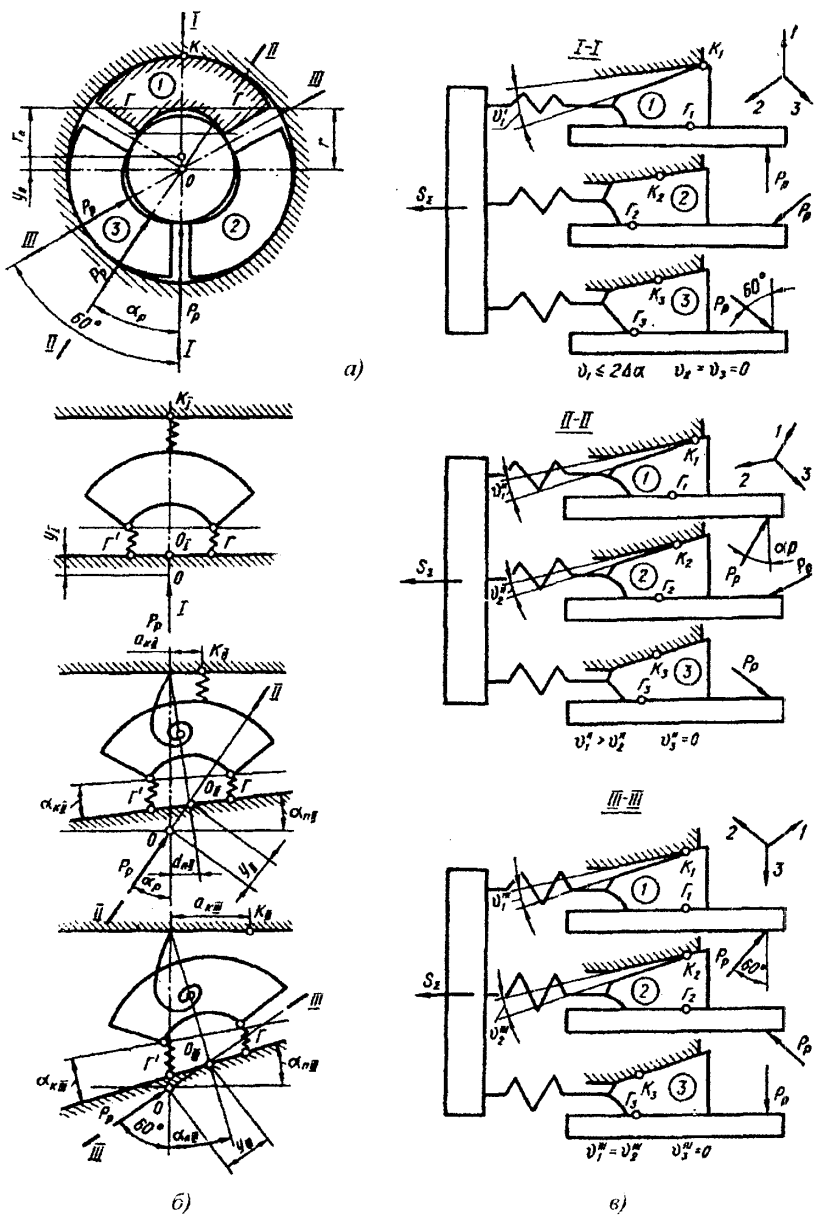


Рис. 3.33. Схемы нагружения силой P_p (а) и состояния губок цанги в поперечном (б) и продольном (в) сечениях

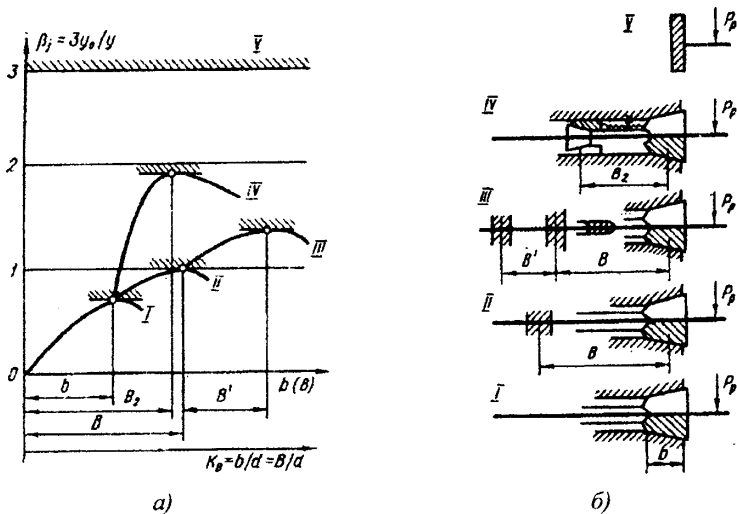


Рис. 3.34. Зависимость коэффициента заделки β_j от базы b или участка B зажима (а) при различных способах закрепления прутка (б):

I–III – одинарные зажимы без подающей цанги, с одним поддерживающим кольцом, с двумя поддерживающими кольцами и с подающей цангой; IV – двойной зажим в цанговом патроне с дополнительной цангой; V – абсолютно жесткая консольная заделка

Статическую характеристику жесткости системы П - Д с затяжной цангой в случае приложения радиальной нагрузки P_p (рис.3.35,а) можно определять при следующих допущениях: 1) не учитывается неравномерность круговой жесткости; 2) губка цанги контактирует с заготовкой 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 - Д (рис.3.35,в).

Из-за наличия углового зазора γ_0 между конусами (рис.3.35,б) отжатие

$$y_1 = \gamma_0 l_p = \frac{\Delta_1}{a} \cos^2 \alpha, \quad (3.13)$$

где $\Delta_1 = \frac{R}{S} \left[\frac{l_n a}{a + l_n} - \frac{sh(\alpha_n l_n) sh(\alpha_n a)}{sh(\alpha_n (a + l_n))} \right] = \frac{R}{S} A_\alpha$; $R = P_p \frac{l_p}{a} - \frac{M_T}{a}$; $M_T = F_T R_T$ - момент трения в коническом соединении; $\alpha_n = \sqrt{S/EI}$; $I = (I_n l_n + I_p b)(l_n + b)$ - усредненный момент инерции губки длиной $a = b$ и лепестка длиной l_n ;

$$F_m = \frac{1}{\cos \alpha} S f \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_{np}) - \text{сила трения.}$$

При повороте губки на угол $\Delta \alpha$ и при $P_p \geq (\Delta \alpha S a^2) / (A_\alpha \cos^2 \alpha l_n)$ значение y_1 максимально. Для балки постоянного сечения и с постоянной упругостью основания отжатие y_2 из-за контактных сближений в сопряжении губки цанги с прутком определяется по формуле [29]:

$$y_2 = \Delta_2 + \vartheta_2 l_n,$$

$$\text{где } \Delta_2 = \frac{2\beta P_p K}{B} (1 + \beta l_n); \quad \vartheta_2 = \frac{2\beta P_p K}{B} (\beta + 2\beta^2 l_n) \quad B = \pi d/4 - \text{приведенная шири-}$$

на упругого основания; d - диаметр прутка; $\beta = 10^4 \sqrt{4/d^3 EK(1 - \alpha_0^4)}$; $\alpha_0 = d_o/d$ (d_o - внутренний диаметр заготовки трубы); $K = \Delta h_k B b / P_p$ - коэффициент контактной податливости; Δh_k - дополнительные контактные сближения (см. табл.2.1), возникающие при действии силы P_p и равные $\Delta h_k = h_{k(r, P_p)} - h_{k(T)}$; T - радиальная сила зажима прутка одной губкой.

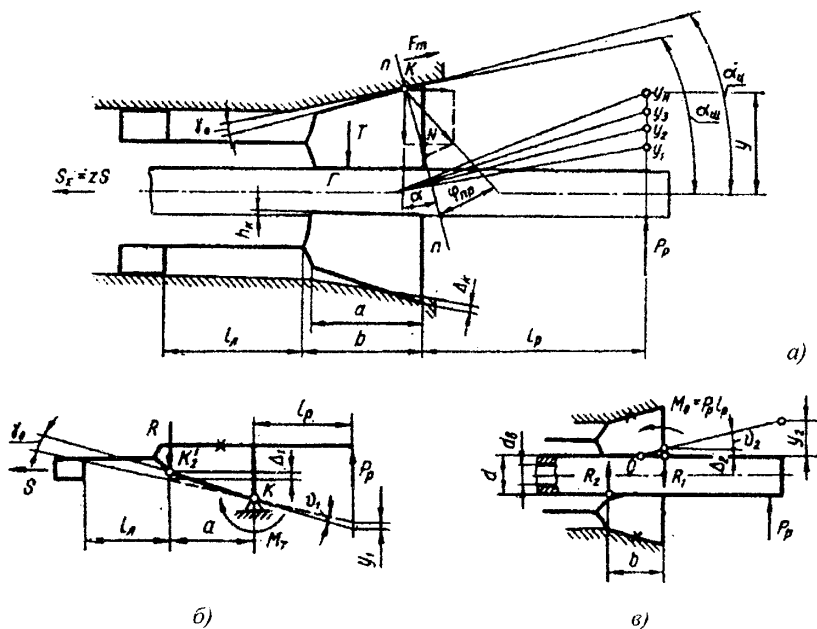


Рис. 3.35. Расчетные схемы для определения жесткости системы II—Д в цанговом ЗМ

После преобразований формула для определения отжатия y_2 имеет вид

$$y_2 = 2\beta \Delta h_k b (1 + 2\beta l_p + 2\beta^2 l_p^2) \quad (3.14)$$

Отжатие y_3 из-за контактных сближений Δ_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 каленые шлифованные.

Литература к главе 3

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. Иващенко 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., Формоляк 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., Купцов 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 многошпиндельные 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.

ГЛАВА 4. АНАЛИЗ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ ЗАЖИМНОГО МЕХАНИЗМА

4.1. Энергетический баланс и физические модели зажимных механизмов

Изучение явлений, связанных с процессом зажима, требует использования трех фундаментальных законов: 1 – сохранения импульса силы (сумма сил равна нулю); 2 – сохранения материи (сумма изменения вещества равна нулю) для приводов с жидкой или газообразной рабочей средой; 3 – сохранения энергии (сумма потоков равна нулю).

Для определения геометрии взаимного положения тел в упругой системе ЗМ, сохраняющего потенциальную энергию зажима, необходимо знать перемещения и их производные (скорость и ускорение), силу поверхностного взаимодействия – давления, силы магнитного притяжения и т.д. Так как величины деформаций, напряжений и т.д. зависят от различных производных переменных параметров, то функциональные связи между параметрами довольно сложные и нелинейные. Однако для практических целей с некоторыми допущениями зависимости можно считать линейными, например: для продольного растяжения-сжатия упругих тел закон Гука устанавливает линейную связь между напряжением и относительным удлинением; для одномерного течения жидкостей и газов закон Стокса устанавливает линейную связь между напряжением и скоростью деформации; для распространения тепла в твердых телах по закону Фурье предполагается пропорциональная зависимость между потоками тепла и градиентом температуры.

В системе ЗМ в процессе зажима-разжима и при резании осуществляется перераспределение энергии, потребляемой от источника или отбираемой от других механизмов (рис.4.1): кинетической $K = \mathcal{E}_1$, идущей на движение тел с массами m , и моментами инерции I_p ; потенциальной $\Pi = \mathcal{E}_2$, сохраняемой в упругих перемещениях тел с линейными C^l , поворотными C^n , контактными C^k жесткостями; работы $A = \mathcal{E}_3$, расходуемой на преодоление внешнего f_m , внутреннего η_n трения и преобразования в тепло q_i [26]. При этом:

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_1 + \mathcal{E}_2 + \mathcal{E}_3 = K + \Pi + A; \quad (4.1)$$

$$K = 0,5 \left(\sum_{i=1}^k m_i V_i^2 + \sum_{p=1}^n I_p \omega_p^2 \right); \quad (4.2)$$

$$\Pi = 0,5 \left(\sum_{i=1}^k C_i^l \lambda_i^2 + \sum_{j=1}^n C_j^n \vartheta_j^2 + \sum_{r=1}^m C_r^k (\delta_r^k)^2 \right); \quad (4.3)$$

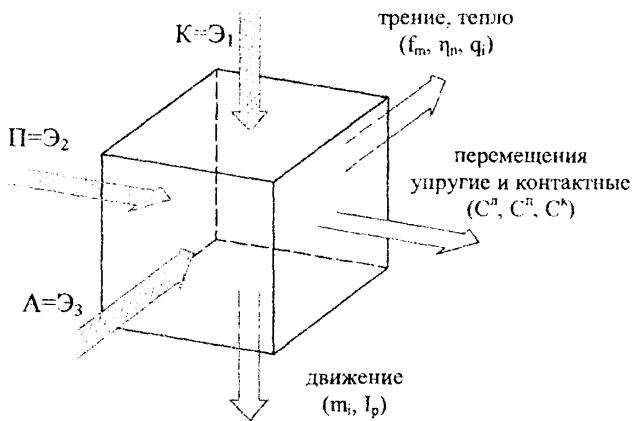


Рис.4.1. Кубическая модель энергетических процессов, происходящих в ЗМ

$$A = \sum_{m=1}^k f_m N_m h_{cm} + \sum_{n=1}^r \eta_n V_n h_{cn} + \sum_{i=1}^p q_i t_i^o v_i; \quad (4.4)$$

где V_i – скорость поступательных перемещений i -тых звеньев; ω_p – угловая скорость p -тых звеньев; λ_i – линейные упругие перемещения i -тых тел; Θ_j – угловые перемещения j -тых тел; δ_r^k – контактные перемещения r -тых поверхностей; f_m – коэффициент трения в m -том сопряжении; h_{cm} – величина предварительного смещения при сухом трении; N_m – нормальная сила; η_n – коэффициент вязкости n -ной среды; V_n – скорость изменения объема n -ной среды; h_{cn} – величина вязкого смещения; q_i – коэффициент теплопроводности i -того тела; t_i^o – градиент температуры i -того тела; v_i – объем i -того тела.

При изучении процессов и явлений, протекающих в ЗМ, необходимо знать: условия взаимодействия зажимных элементов с объектом закрепления (контактные сближения, силы трения и сцепления) (рис.4.2); условия передачи энергии и возникновения сил в звеньях; схемы образования упругих отжати и погрешности в системе патрон-деталь; влияние различных факторов на основные характеристики зажима; взаимосвязь процессов зажима с процессами резания.

Не имея конкретной схемы ЗМ, в общем случае можно представить, что на объект закрепления в одной из плоскостей, например, ХОУ (рис.4.2) со стороны силового потока действует вектор зажимных сил \overline{P}_j под каким-то углом α , относительно оси ОХ. Он передавая усилие от точки З до точки К через упругую систему с жесткостью C_j .

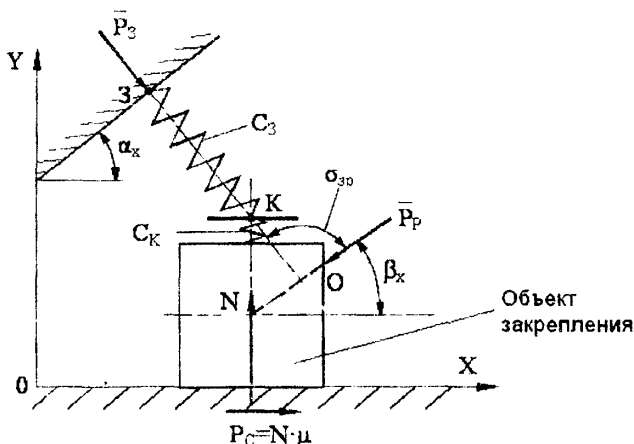


Рис. 4.2. Плоская обобщенная модель силовых потоков при зажиме объекта закрепления и внешнем воздействии на него

В направлении, нормальном к плоскости возможного смещения объекта закрепления при действии вектора сил резания \overline{P}_p , расположенного под каким-то углом β_x относительно оси ОХ возникают контактные сближения в стыке с жесткостью C_k , пропорциональные нормальной силе N . От силы N вдоль плоскости возможного смещения возникают силы сопротивления $P_c = N \cdot \mu$ (μ - коэффициент сцепления), которые должны удерживать объект закрепления в неподвижном состоянии. Таким образом между векторами зажимных усилий \overline{P}_s и внешних нагрузок \overline{P}_p существует определенной оптимальный угол σ_{zp} , обеспечивающий максимальный КПД зажима.

Данная гипотеза положена в основу дальнейших рассуждений.

Физической моделью ЗМ в состоянии «зажато» является замкнутая (закрытая или открытая со стороны источника энергии) упругонапряженная система последовательно соединенных звеньев, получающих энергию извне и преобразующих ее в перемещение зажимных элементов в направлении создания нормальных (радиальных) сил на поверхности контакта с деталью, эквивалентной потенциальной энергии их упруго-пластического контактного взаимодействия.

Суммарная энергия, расходуемая на процесс зажима-разжима, равна

$$\mathcal{O} = \mathcal{O}_3 + \mathcal{O}_p + \mathcal{O}_k, \quad (4.5)$$

где \mathcal{O}_3 - энергия, расходуемая на зажим в течении времени t_c и включающая эффективную потенциальную энергию зажима в контакте зажимного элемента

с деталью, потенциальную энергию усилительного механизма и упругого звена, способствующего зажиму (разжиму), кинетическую энергию перемещающихся масс, работу сил сухого, вязкого трения и преобразования в тепло; \mathcal{E}_p – энергия, расходуемая на разжим в течении времени t_p , включающая кинетическую энергию возвращаемых в исходное положение масс, работу сил трения, преобразованную в тепло, потенциальную энергию упругого звена разжима (зажима); \mathcal{O}_K – составляющая дополнительного расхода энергии для открытых контуров ЗМ с силовым замыканием, расходуемая для поддержания постоянного давления путем компенсации утечек жидкости (воздуха) при обработке детали и для повышения давления при автоматическом регулировании с целью компенсации влияния центробежных сил неуравновешенных частей зажимных элементов патрона и привода.

Если потенциальная энергия зажатого ЗМ больше работы сил трения разжима, то при снятии натяга в системе может происходить саморазжим.

Эффективная потенциальная энергия зажима

$$P_3 = z \int_0^{h_k} T(h_k) \cdot dh_k, \quad (4.6)$$

где z – количество зажимных элементов; $T(h_k)$ – нормальная радиальная сила зажима одним зажимным элементом, зависящая линейно или нелинейно от величины контактного сближения h_k с учетом жесткости тел зажимного элемента и детали.

Согласно механическим аналогам любого ЗМ (рис.4.3, 4.4) замыкание системы может осуществляться соответствующими геометрическими формами элементов с отклонением от источника энергии или быть силовым вследствие непрерывного действия внешних сил (гравитационных, упругих, гидравлических, магнитных, электрострикционных и др.).

С точки зрения связи с источником энергии и ее расхода все ЗМ для цилиндрических (рис.4.3) и нецилиндрических (рис.4.4) деталей можно разделить на два вида: с закрытым контуром, отключаемым от источника энергии после зажима (разжима) (рис.4.3,а,б и 4.4,а,б); с открытым контуром, постоянно связанным с источником энергии как при зажиме (разжиме), так и при резании (рис.4.3,в и 4.4,в).

ЗМ с силовым замыканием и, в частности, с гидроприводом (рис.4.5) имеют открытый контур и весьма низкий КПД. Так, например, применяемый в токарно-револьверных станках ЗМ с вращающимся гидроцилиндром и радиальным подводом масла через маслопроводящую втулку имеет КПД привода $\eta_{np} = 5 - 10\%$, а общий КПД $\eta_w = 2 - 4\%$, что прежде всего объясняется потерями энергии при утечках в маслоподводящей втулке. ЗМ с

геометрическим замыканием имеют сравнительно высокий КПД (до 30 – 50%), определяемый жесткостью привода, его геометрическими и регулировочными параметрами.

С определенными допущениями КПД зажима при $C_y \neq 0$ (рис.4.3,а) [26]:

$$\eta_3 = \frac{P_3}{P_3 + P_M + A_3 + H_y} = \frac{1}{\left(\frac{C_p}{C_{np}} + 1\right) \left(1 + \frac{\sin\varphi}{\cos(\beta + \varphi)\sin\beta}\right) + 2tg\varphi \cdot \Delta H_3 \pm \frac{C_y}{C_p} \left(\frac{\Delta}{h_k} + 1\right)^2}, \quad (4.7)$$

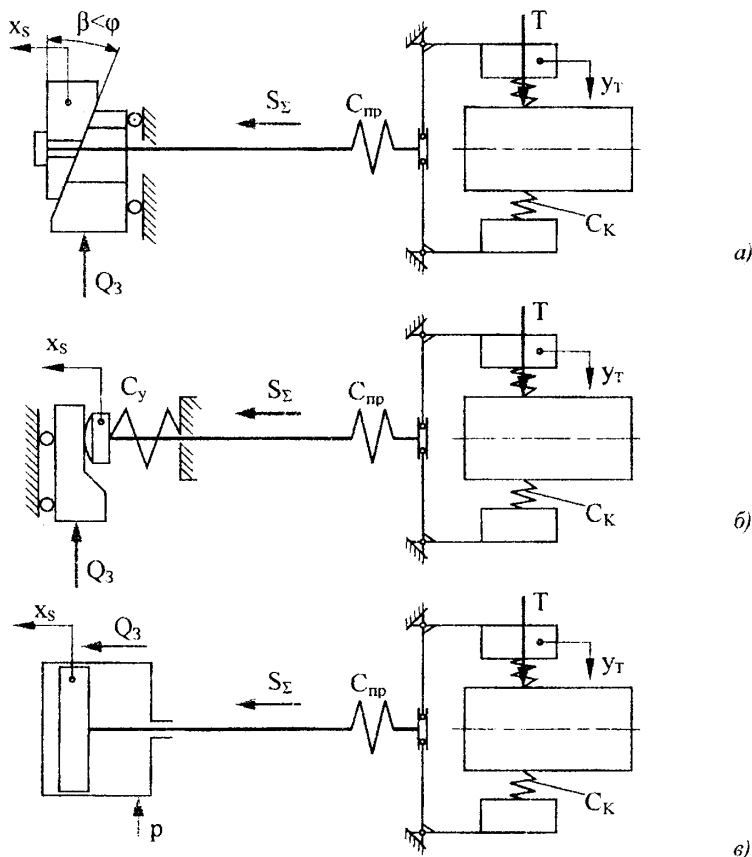


Рис.4.3. Механические аналоги физической модели ЗМ для деталей типа тел вращения с закрытым (а, б) и открытым (в) контуром: а – с геометрическим замыканием (самоторможением); б, в – с силовым замыканием

При допущении $y \rightarrow 0$ и $C_y \rightarrow 0$ из (4.7) получим

$$\eta'_3 = \frac{1}{(C_p/C_{np}) + 1} \quad (4.8)$$

Из анализа формулы (4.8) может быть сделан следующий важный вывод: чем выше жесткость привода C_{np} и ниже контактная радиальная жесткость системы патрон-деталь $C_p = C_K$, тем выше КПД зажима. При $C_{np} = C_p$ $\eta'_3 = 0.5$, а при $C_{np} \rightarrow \infty$ $\eta'_3 \rightarrow 1$.

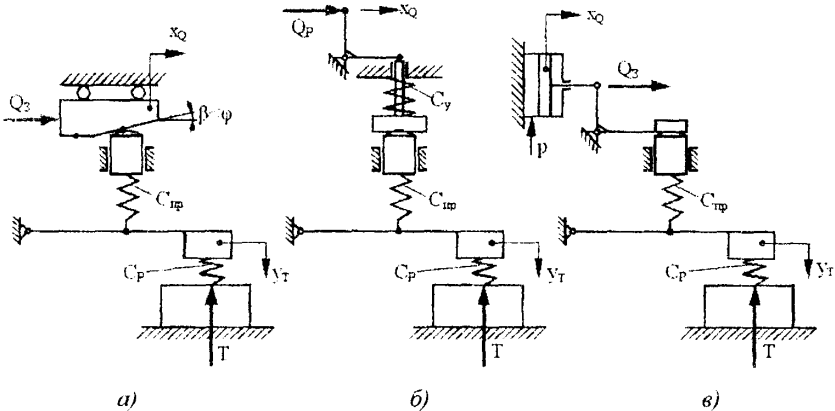


Рис 4.4. Механические аналоги физической модели ЗМ для нецилиндрических деталей с закрытым (а, б) и открытым (в) контуром: а – геометрическое замыкание или самоторможение; б, в – силовое замыкание

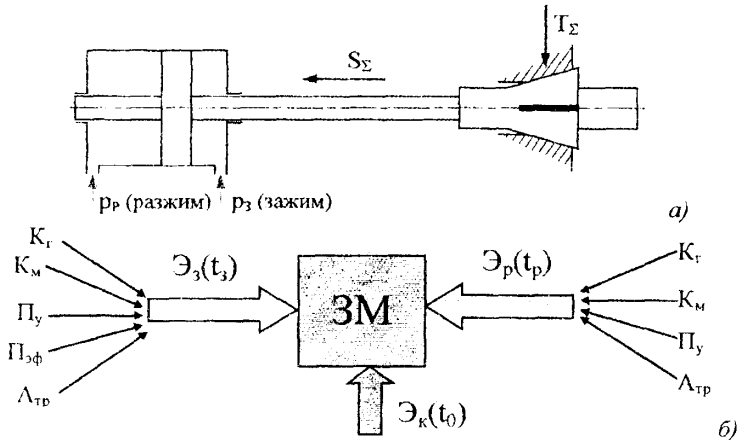


Рис 4.5. Схема ЗМ с гидравлическим приводом (а) и баланс расхода энергии в нем (б)

Жесткость системы патрон-деталь во многом определяется свойствами стыка зажимной элемент-заготовка [11], схемой зажима (направлением силы T), схемой нагружения (направлением силы резания P_p) и условиями сцепления (коэффициентами сцепления в различных направлениях).

Определим статическую жесткостную характеристику стыка зажимной элемент-заготовка с учетом сил сцепления от действия нормальной силы T и наличия в каждой плоскости XU и XZ двух взаимно перпендикулярных главных осей жесткости (рис.4.6,а,б).

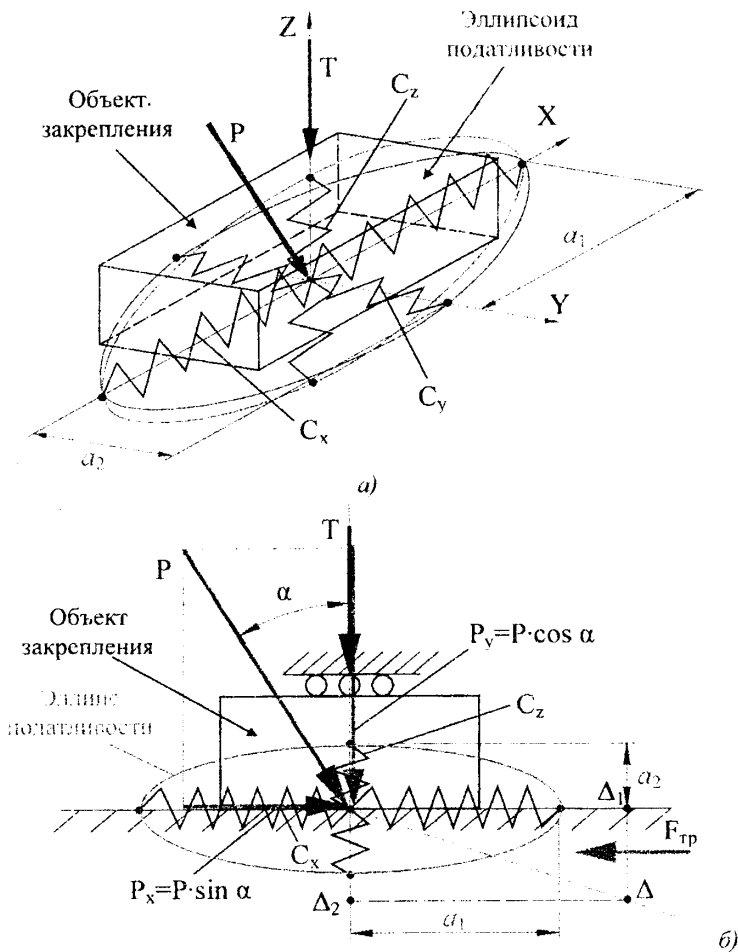


Рис.4.6. Схема упруго-фрикционного взаимодействия зажатого объекта с контактными поверхностями: а) в пространстве; б) в плоскости

Пусть результирующая сила резания P_p приложена к детали под произвольным углом, образующим составляющие P_{xy} (в плоскости XU под углом α к силе T , направленной по оси Y) и P_{xz} (в плоскости XZ под углом β к оси Z). Будем считать, что оси жесткости C_1, C_2, C_3 совпадают с осями X, Y, Z , хотя при наличии косых рифлений или канавок на поверхности зажимного элемента оси жесткости (особенно в плоскости XZ сил сцепления $P_{cн2}$ и $P_{cн3}$) могут не совпадать и быть развернуты на определенный угол, соответствующий углу расположения рифлений.

Упругие перемещения в плоскости XU по соответствующим осям от составляющих сил резания будут (рис.4.6,а): $\Delta_1 = P_y/C_1 = P_{xy} \cos\alpha/C_1$; $\Delta_2 = (P_x - P_{cн2})/C_2 = (P_{xy} \sin\alpha - (T + P_{xy} \cos\alpha)\mu_2)/C_2$. Если $\Delta_2 > 0$ при $P_x > P_{cн2}$ стык подвижный, если $\Delta_2 = 0$ при $P_x = P_{cн2}$ - равновесное состояние, если $\Delta_2 < 0$ при $P_x < P_{cн2}$ - стык натянутый (надежный зажим). Полное перемещение Δ_{12} детали направлено под углом ψ к оси Y :

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{P_{xy} \sin\alpha - (T + P_{xy} \cos\alpha)\mu_2}{P_{xy} \cos\alpha} \cdot \frac{C_1}{C_2}. \quad (4.9)$$

Обозначим $P_{xy}/C_1 = a_1$, $P_{xy}/C_2 = a_2$. Тогда $\cos\alpha = \Delta_1/a_1$,

$\sin\alpha = (\Delta_2 + \lambda_{p1} a_2 \mu_2)/a_2$; $\lambda_{p1} = T/P_{xy}$. Так как $\frac{\Delta_1^2}{a_1^2} + \frac{(\Delta_2 + \lambda_{p1} a_2 \mu_2)^2}{a_2^2} = 1$, то

диаграмма результирующего перемещения в плоскости XU будет представлять эллипс с вытянутой полуосью a_2 и короткой полуосью a_1 .

Упругие перемещения в плоскости XZ по соответствующим осям от составляющих сил резания будут (рис.4.6,б):

$$\Delta_2 = (P_x - P_{cн2})/C_2 = (P_{xz} \sin\beta - (T + P_{xz} \sin\beta \cdot \operatorname{ctg}\alpha)\mu_2)/C_2;$$

$$\Delta_3 = (P_z - P_{cн3})/C_3 = (P_{xz} \cos\beta - (T + P_{xz} \sin\beta \cdot \operatorname{ctg}\alpha)\mu_3)/C_3.$$

При $P_x > P_{cн2}$ и $P_z > P_{cн3}$ стык подвижный в двух направлениях. Если $P_x < P_{cн2}$, а $P_z > P_{cн3}$ или наоборот - стык подвижный по координате X (или Z). При $P_x < P_{cн2}$, и $P_z < P_{cн3}$ - стык натянут в обеих направлениях.

Полное перемещение Δ_{32} детали направлено под углом γ к оси Z :

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{P_{xz} \cos\beta - (T + P_{xz} \sin\beta \cdot \operatorname{ctg}\alpha)\mu_3}{P_{xz} \sin\beta - (T + P_{xz} \sin\beta \cdot \operatorname{ctg}\alpha)\mu_2} \cdot \frac{C_2}{C_3}. \quad (4.10)$$

Обозначив $P_{xz}/C_1 = a'_2$, $P_{xz}/C_3 = a_3$, $\lambda_{p_2} = T/P_{xz}$ и преобразовав, получим

$$\frac{((\Delta_2 + \lambda_{p_2} \mu_2 a_2) / (1 - \text{ctg} \alpha \cdot \mu_2))^2}{a_2'^2} + \frac{(\Delta_3 + a_3 (\lambda_{p_2} \mu_3 \pm \text{ctg} \alpha \cdot \mu_3))^2}{a_3^2} = 1, \quad \text{т.е. диаграмма}$$

результатирующего перемещения детали в плоскости XZ будет представлять также эллипс с полуосями a_2 и a_3 .

Таким образом полное перемещение детали Δ в пространстве с учетом контактного сближения будет представлять эллипсоид с полуосями a_1 , a_2 , a_3 , причем вектор Δ по отношению к вектору результирующей силы резания P_p как бы преломляется и находится в зоне наибольшей податливости.

Приняв $\Delta_2 = 0$ и $\Delta_3 = 0$, после преобразований можно определить предельные углы α и β , при которых начинается смещение детали по координатам X и Z для различных соотношений сил зажима и резания ($\lambda_{p_1} = T/P_{xy}$; $\lambda_{p_2} = T/P_{xz}$) и коэффициентов сцеплений (μ_2 ; μ_3). Например, для плоскости XU предельный угол может быть определен из условия:

$$\sin \alpha \geq \mu_2 (\lambda_{p_1} \pm 1), \quad (4.11)$$

$$\alpha \geq \arcsin(\mu_2 (\lambda_{p_1} \pm 1)). \quad (4.12)$$

При $\lambda_{p_1} < 1$ условие становится однозначным

$$\alpha \geq \arcsin(\mu_2 (\lambda_{p_1} + 1)). \quad (4.13)$$

4.2. Влияние кинематических и динамических факторов на силовые характеристики зажимных механизмов

Контактную жесткость плоского стыка или приближающегося к нему с достаточной для практики точностью можно определять при применении закона Гука [26], рассматривая модель взаимодействия двух трехступенчатых стержней с участками высотой, соответствующей высоте шероховатости, волнистости и собственного тела одного из элементов (рис.4.7,а) с последовательным выходом из работы по мере нагружения (рис.4.7,б). В соответствии с принятой моделью упругих перемещения контактной пары (рис.4.7,в), подчиняемые закону Гука, примерно пропорциональны линейным жесткостям незатянутого, затянутого стыка и собственно тел 1 и 2 (рис.4.7,г).

Известно, что под влиянием нормальной нагрузки на контактную поверхность в результате внедрения, расплющивания и упругой деформации микронеровностей происходит сближение поверхностей и начинается оно со взаимодействия микронеровностей, затем волн и, наконец, самих тел с

определенными площадями и высотами [14, 24, 32, 38]. В трехступенчатом стержне (рис.4.2,а), первая ступень характеризуется высотой микронеровностей H_{μ} и фактической площадью $A_r = k_1 F$, вторая – высотой микроволн H_B и контурной площадью $A_c = k_2 F$, третья – высотой тела H_T и нормальной площадью $A_n = F$.

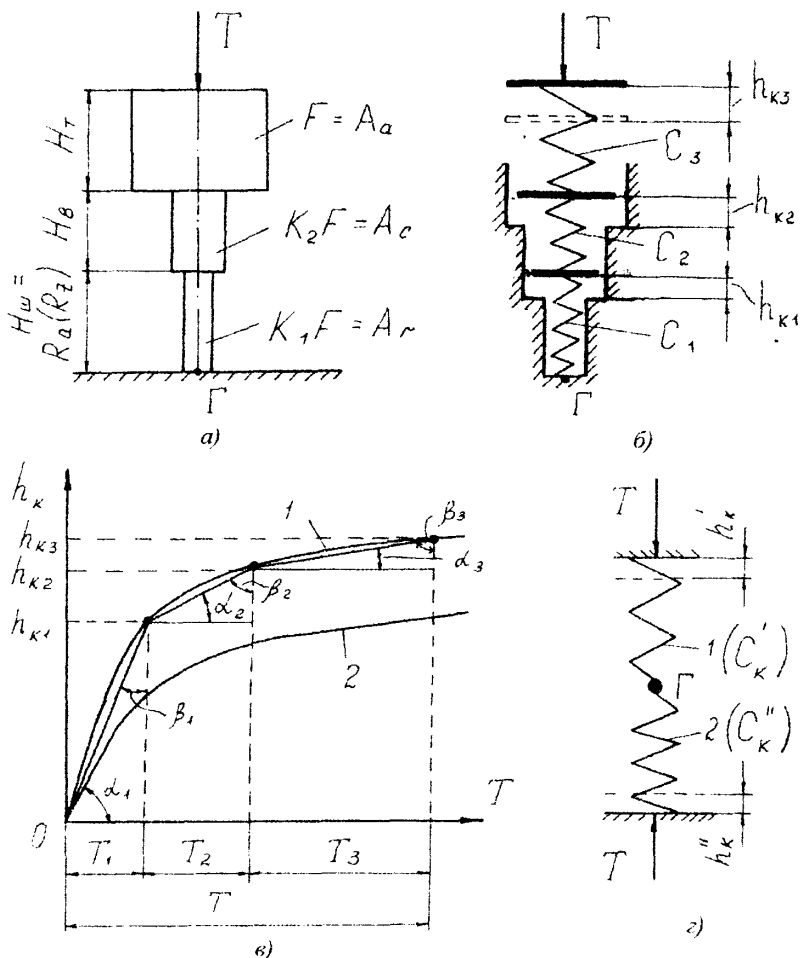


Рис. 4.7. Упрощенные модели контактной жесткости плоских полустыков (а, б), стыка (г) и графики зависимости сближений полустыков от нормальной силы (в) при первоначальном (кривая 1) и повторном (кривая 2) нагружениях

Модель трехступенчатого стержня позволяет определять среднюю жесткость стыка C_K (или его податливость $1/C_K$) на трех участках нагружения (рис.4.7,б), заменив нелинейную зависимость тремя линейными.

Контактная жесткость одной поверхности незатянутого полустыка при $T_1 < \sigma_{BP} k_1 F$ (до разрушения микронеровностей) или $T_1 < \sigma_{CM} k_1 F$ (до смятия микронеровностей):

$$C'_{K1} = \frac{T_1}{h_{K1}} = \frac{EFk_1k_2}{k_2H'_{Ш} + k_1H'_B + k_1k_2H_T}. \quad (4.14)$$

При $T_1 \leq T_2 \leq \sigma_{BP} k_2 F$ (или $\sigma_{CM} k_2 F$) контактная жесткость одной поверхности затянутого стыка:

$$C'_{K2} = \frac{T_2}{h_{K2} - h_{K1}} = \frac{EFk_2}{H'_B + k_2H'_T}. \quad (4.15)$$

При дальнейшем увеличении силы T , т.е. при $T_2 \leq T_3 \leq \sigma_{BP} F$ (или $\sigma_{CM} F$), будем иметь жесткость тела:

$$C'_{K3} = \frac{T_3}{h_{K3} - h_{K2}} = \frac{EF}{H'_T}. \quad (4.16)$$

Таким образом, нелинейная степенная зависимость $h_K = f(T)$ может быть представлена тремя линейными участками под углами $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$, тангенсы которых соответствуют податливостям, а $tg\beta_1, tg\beta_2, tg\beta_3$ - контактной жесткости при различных величинах T (рис.4.7,б, кривая 1).

Если при первом нагружении сила $T > T_1$ (T_2), то при повторном нагружении из-за нарушения микронеровностей контактные сближения уменьшаются (рис.4.7,б, кривая 2). Если нагрузки в стыке были значительными ($T \gg T_2$), что привело к нарушению микроволн (наклеп), то возможно дополнительное повышение контактной жесткости, соизмеримой с жесткостью тел небольшой высоты. В этом случае контактной податливостью плотно затянутых стыков можно пренебречь.

Жесткость незатянутого стыка, представляющего последовательное соединение двух жесткостей (рис.4.7,в) в общем виде будет:

$$C_{K1} = \frac{C'_{K1} C'_{K2}}{C'_{K1} + C'_{K2}} = \frac{E_1 E_2 k_1 k_2 F}{E_1 (k_2 H'_{Ш} + k_1 H'_B + k_1 k_2 H'_T) + E_2 (k_2 H'_{Ш} + k_1 H'_B + k_1 k_2 H'_T)}, \quad (4.17)$$

где E_1 и E_2 - модули упругости сопряженных тел. При взаимодействии однородных тел ($E_1 = E_2 = E$):

$$C_{K1} = \frac{k_1 k_2 EF}{k_2 (H'_{Ш} + H''_{Ш}) + k_1 (H'_B + H''_B) + k_1 k_2 (H'_T + H''_T)}. \quad (4.18)$$

Жесткость затянутого стыка из однородных тел, что характерно для зажатой системы патрон-деталь:

$$C_{K2} = \frac{k_2 EF}{H'_R + H''_R + k_2(H'_T + H''_T)}. \quad (4.19)$$

При взаимодействии двух тел одинаковой твердости, высот и качества обработки, когда $H'_R = H''_R = H_R$, $H'_T = H''_T = H_T$, получим

$$C_K = \frac{k_2 EF}{2(H_R + k_2 H_T)}. \quad (4.20)$$

В работах И.В.Крагельского [24], Н.Б.Демкина [14], Э.В.Рыжова [38], и других $k_1 = 0,0001 - 0,001$, $k_2 = 0,05 - 0,15$. Для ориентировочных расчетов можно принять $k_1 = 0,0005$, $k_2 = 0,1$. Значение величин H_{III} и H_R имеются в работах [24, 38].

В ЗМ основное взаимодействие стыков происходит на участке действия сил T_1 и T_2 (рис.4.7,в). Взаимодействие подвижных поверхностей на участке силы T_3 (особенно при кромочных контактах) приводит к ее быстрому износу и разрушению.

Исследования деформации лепестков большого количества цанг при их затяжке без заготовки позволили определить в статике фактические коэффициенты трения между конусом шпинделя и цангой, которые находятся в пределах $f = 0,18 - 0,23$ (угол трения $\varphi = 10^\circ - 13^\circ$ [26]. В условиях работы станка с учетом влияния динамических факторов коэффициенты трения уменьшаются с увеличением скорости зажима V_z , амплитуды A_z и частоты ω , колебаний зажимаемой заготовки.

В общем случае коэффициент трения представляет сложную функцию $f = F(\Delta d, \beta_0, V_z, A_z, \omega, \dots)$. С увеличением скорости зажима V_z , как показали эксперименты [26] цанга больше втягивается в шпиндель (рис.4.8). По увеличению силы T_z и смещению цанги $\Delta_y = x_2$ (рис.4.8 и 4.9,а) можно судить об уменьшении коэффициентов трения.

Так как взаимодействие цанги и шпинделя в основном происходит в пределах упругого контакта, то с учетом исследований по трению [12, 23] и экспериментальных данных по цанговым ЗМ можно считать, что с увеличением скорости зажима V_z коэффициент трения f_V уменьшается, а с увеличением силы зажима (или давления p) коэффициент трения f_p увеличивается. Принимая линейные зависимости для упрощения расчетов и анализа процесса зажима, получим:

$$f_V = f_0 - K_V V_z = f_0 - K_f \dot{x}_2. \quad (4.21)$$

$$f_p = S_s = f_0 + K_S S. \quad (4.22)$$

где K_f - коэффициент, зависящий от свойств материалов трущихся поверхностей и диапазона скоростей (по экспериментальным данным для существующих скоростей в цанговом 3М $K_f = (2,5-5) \cdot 10^{-4}$ с/мм); x_2 - перемещение губки цанги вдоль оси шпинделя; $K_S = (1-3) \cdot 10^{-6}$ 1/кН - коэффициент, определяемый по экспериментальным данным.

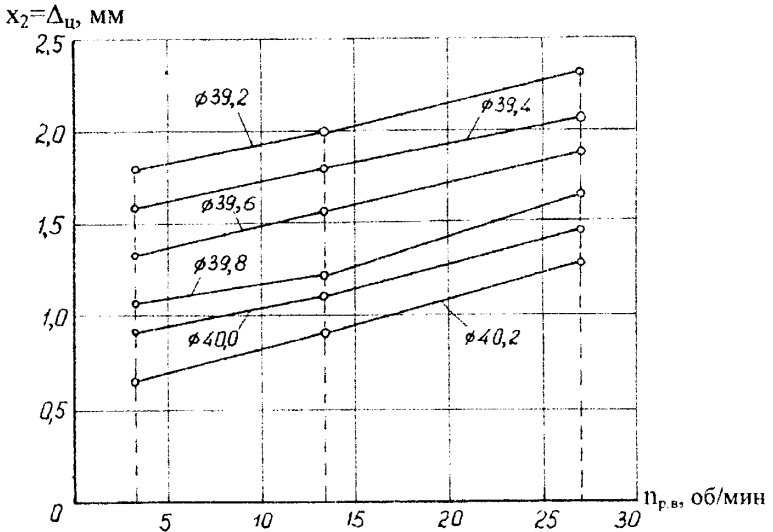


Рис.4.8. Графики зависимости осевых перемещений цанги многошпиндельного токарного автомата мод. 1А240-6 от скорости зажима/частоты вращения распределительного вала

При зажиме невращающейся заготовки V_s и S может быть учтено по формуле:

$$f = f_0 - K_f V_s + K_S S. \quad (4.23)$$

При зажиме вращающейся заготовки и при обработке зажатой заготовки коэффициент трения в коническом сопряжении, как и коэффициент сцепления зажимного элемента с заготовкой, не остаются постоянными вследствие динамических факторов: вращение шпинделя и биение незажатого прутка, неуравновешенность вращающихся масс, неравномерные и ударные нагрузки

при резании. В результате этого возникают колебания и осциллирующий эффект на поверхности трения и контакта, изменяются силы трения и зажима.

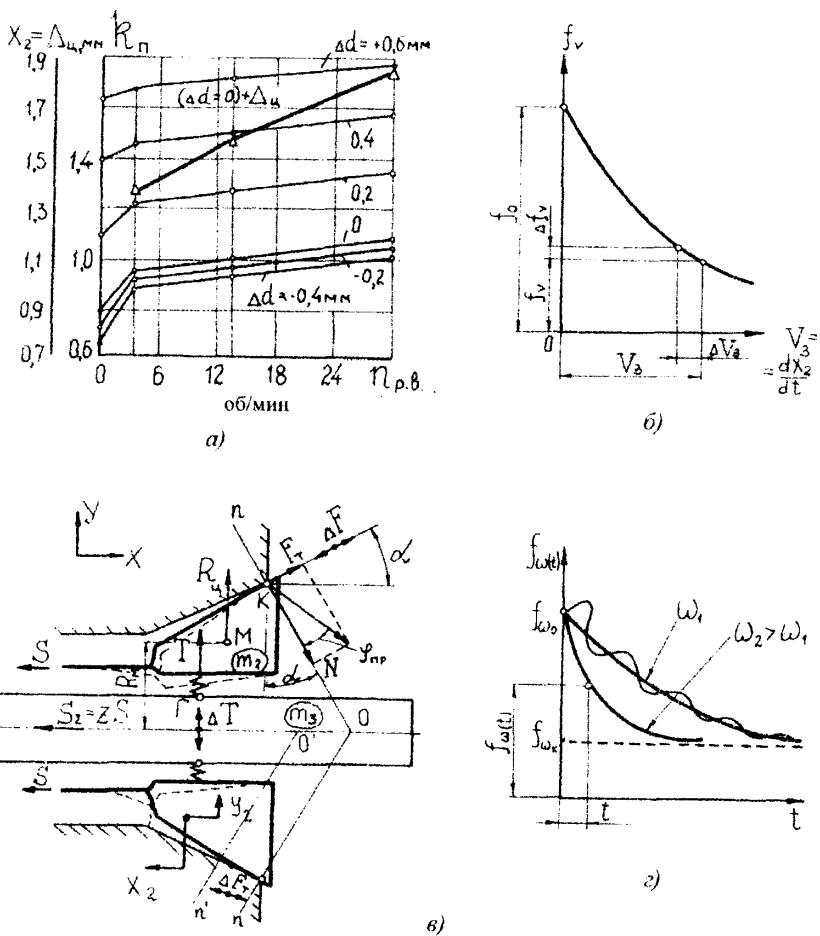


Рис. 4.9. Влияние различных факторов на коэффициенты усиления патрона (а) и трения зубки зажимной цанги со шпинделем (б-з)

Уравнения движения по оси Y для системы патрон-деталь в цанговом ЗМ с затяжной цангой в соответствии с расчетной схемой (рис.4.9,з) при $\Delta d = 0$:

$$(T \pm \Delta T) + R_{II} + Nf_3 \sin \alpha - N \cos \alpha = 0, \quad (4.24)$$

где $R_{II} = m_2 R_M \omega^2$ - центробежная сила, действующая на неуравновешенную губку; $N = S/(\sin\alpha + f \cos\alpha)$ - нормальная сила; $T = S(\cos\alpha - f \sin\alpha)/(\sin\alpha + f \cos\alpha)$ - радиальная сила зажима без учета колебаний упругой системы патрон-деталь; $\Delta T = (m_2 + m_3) A_3 \omega_3^2 \sin \omega_3 t$ - переменная составляющая радиальной силы, рассматриваемая как сила инерции системы патрон-деталь; ω_3 - частота колебаний заготовки, равная или кратная круговой частоте вращения шпинделя ω (при зажиме $\omega_3 = \omega$, при резании $\omega_3 = z\omega$, z - число зажимных элементов); A_3 - амплитуда колебаний, равная удвоенному приращению контактных сближений Δh_K в сопряжениях цанга-деталь, цанга шпиндель, т.е. $A_3 = 2\Delta h_K$; m_2, m_3 - масса губки и заготовки, приходящая на одну губку; t - текущее время; f - коэффициент трения без учета колебаний.

После преобразований и решения уравнения (4.24) получим:

$$f_\omega = f \mp \Delta f_\omega = f \mp 2\Delta h_K \left(\frac{A_M}{h_K F_M} \right)^{\frac{1}{m}} (m_2 + m_3) \omega_3^2 \sin \omega_3 t \cdot \frac{1 + f \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (4.25)$$

где A_M и m - коэффициент и показатель степени.

Из формулы (4.25) следует, что f_ω интенсивней убывает при больших f_{ω_3} , массах m_2, m_3 , а колебания быстрее затухают при увеличении натяга системы h_K , т.е. при увеличении силы зажима T и уменьшении Δh_K .

Относительное изменение силы T можно представить в виде отношения:

$$\varepsilon_{\Delta T} = \delta_T = \frac{\Delta T}{T} = \left(1 + \frac{\Delta h_K}{h_K} \right)^{\frac{1}{m}} - 1. \quad (4.26)$$

Из формулы (4.26) видно, что при нелинейной степенной зависимости контактной жесткости чем выше h_K (более затянутый стык), тем меньше Δh_K , а следовательно $\Delta h_K/h \rightarrow 0$, $\varepsilon_{\Delta T} \rightarrow 0$.

Исходя из рис.4.9, в соответствии с экспоненциальным законом изменения коэффициента трения f_ω от времени колебаний будет:

$$f_{\omega(t)} = f_{\omega_0} e^{-\omega_3 t} + f_{\omega_K} (1 - e^{-\omega_3 t}). \quad (4.27)$$

Подтверждением зависимости (4.27) служат эксперименты [26] по определению суммарной радиальной силы зажима T_Σ при различной частоте ($n = 100$ об/мин и $n = 1000$ об/мин) при различной частоте и времени вращения шпинделя (рис.4.10). При частоте вращения шпинделя $n = 100$ об/мин радиальная сила зажима T_Σ достигла 45 кН через 14 с, а при $n = 1000$ об/мин практически через 6 – 10 с, т.е. в два раза быстрее.

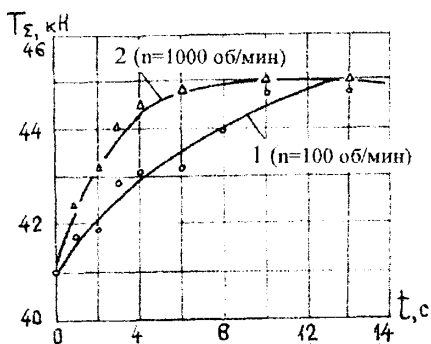


Рис. 4.10. Графические зависимости нарастания радиальной силы зажима прутка с $\Delta d = 1$ мм от времени вращения шпинделя токарно-револьверного станка

фасонного профиля для выборки зазора ΔH_2 и упругого натяга системы H_y (участок зажима $H_3 = \Delta H_2 + \Delta H_y$); 3 – перебега в зажатом состоянии (участок геометрического замыкания ΔH_3). Общий ход муфты зажима:

$$H_M = \Delta H_1 + \Delta H_2 + H_y + \Delta H_3 = \Delta H_1 + H_3 + \Delta H_3, \quad (4.28)$$

а максимальный ход трубы зажима при отсутствии зажимаемой заготовки и с учетом передаточного отношения передаточно-усилительного механизма, определяющего передаточное отношение привода $i_{\text{ПР}}$, $x_T = x_1 = H_3 i_{\text{ПР}}$. Если передаточно-усилительный механизм с кулачково-шариковым (кулачково-роликовым) преобразователем (рис.4.11,а), то $u_{\text{ПР}} = u_K \cdot u_{\text{Ш}}$; если передаточно-усилительный механизм с кулачково-рычажным преобразователем (рис.4.11,б), то $u_{\text{ПР}} = u_K \cdot u_p$. Здесь u_K , $u_{\text{Ш}}$, u_p - передаточные отношения муфты зажима (рассматриваемой как кулачок), определяемые фасонным профилем шарикового (или роликового) преобразователя, определяемые углами γ_1 и γ_2 рычажные передачи, определяемые величинами плеч и положения оси рычага.

Отношение $u_{\text{ПР}}$ может быть постоянным (при $u_K = \text{const}$ и $u_{\text{Ш}} = \text{const}$) и переменным, если хотя бы один из преобразователей имеет переменное передаточное отношение. Например, если у муфты зажима профиль расположен под постоянным углом β , то $u_K = \text{tg}\beta = \text{const}$, если же $\beta = \text{var}$ (фасонный профиль), то $u_K = \text{var}$. В этом случае следует различать среднее передаточное отношение $u_{KCP} = \text{tg}\beta_{CP}$ и текущее передаточное отношение

Схемы передачи сил в типовых цапговых ЗМ приведены на рис.4.11. С точки зрения влияния цапгового патрона на выходные силовые характеристики особое внимание заслуживают ЗМ с геометрическим замыканием, так как при силовом замыкании нестабильность силовых характеристик зависит в основном от характеристик патрона.

ЗМ с геометрическим замыканием имеет муфту зажима с тремя участками (рис.4.11,а): 1 – выстоя в разжатом состоянии (начальный выбег ΔH_1); 2 –

$u_{к\text{тек}} = \text{tg}\beta_{\text{тек}}$ (где β_{CP} - угол между прямой, соединяющей начало и конец фасонного профиля, и направлением движения муфты; $\beta_{\text{тек}}$ - угол наклона касательной в текущей точке профиля к направлению движения муфты).

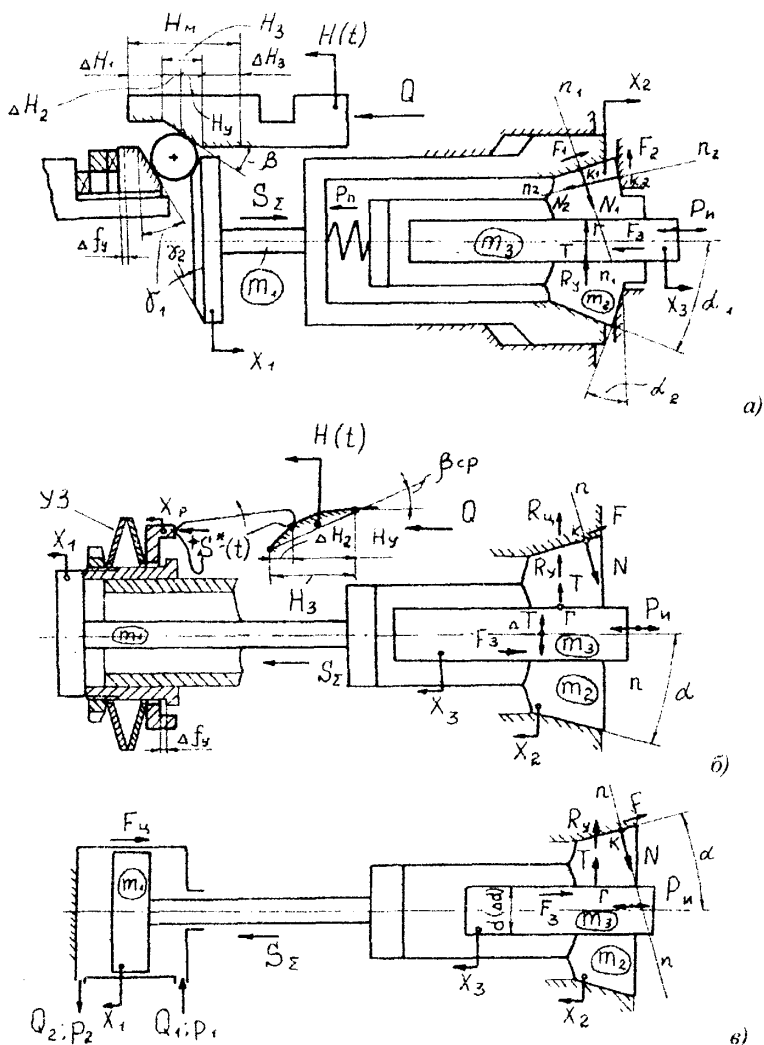


Рис. 4.11. Расчетные схемы цанговых зажимных механизмов с замыканием: а, б – геометрическим; в – силовым; m_1, m_2, m_3 - массы соответственно трубы зажима, губок цанги и прутка; F, F_1, F_2, F_3 - силы трения; x_1, x_2, x_3 - координаты перемещения масс

Часть хода муфты зажима ΔH_2 , идущая на выборку зазоров, зависит от регулирования механизма. В ЗМ с геометрическим замыканием при $H_3 = \Delta H_2 + H_y = const$, сила зажима тем больше, чем меньше ΔH_2 . Таким образом, сила зажима, пропорциональная $H_y = H_3 - \Delta H_2$ создается деформацией упруго-силового механизма.

Статические испытания силовых характеристик цанговых патронов показывают, что при медленном зажиме (или ступенчатом затягивании цанги с остановками) при $\Delta d > 0$ и больших осевых силах S_z возникает скачкообразное движение (рис.4.12).

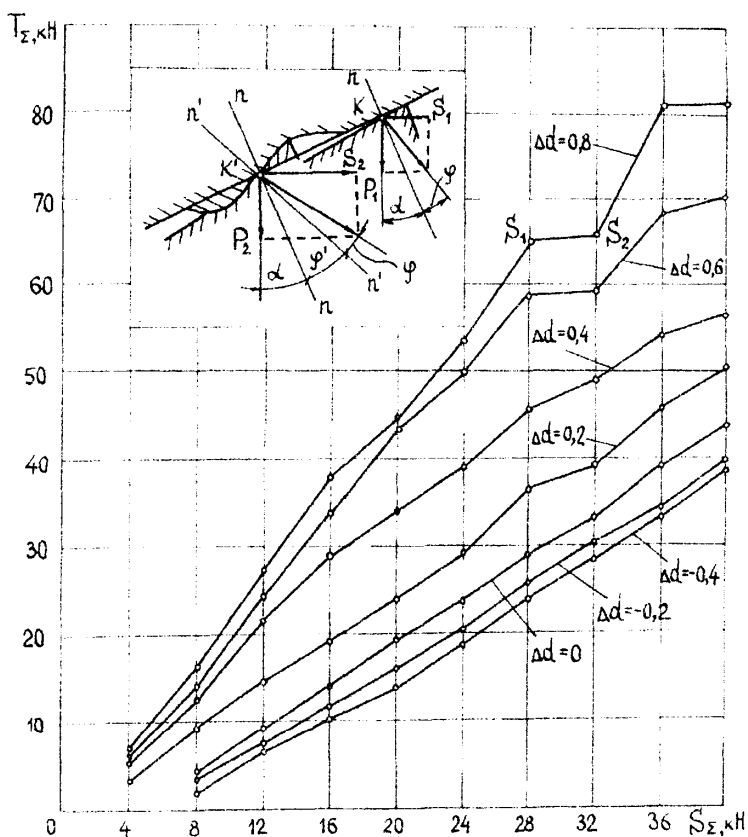


Рис. 4.12. Графики зависимости радиальной силы зажима T_z прутка с различными отклонениями диаметра Δd от осевой силы S_z

Объясняется это тем, что впереди кромочного контакта цанги со шпинделем при больших угловых зазорах (при $\Delta d > 0,6...0,8$ мм) роль периодического тормоза играет упругий холм – эффект валика Куртеля [23]. При этом, если нормаль $n-n$ была под углом α , то с учетом угла трения φ во время движения требовалась сила S_1 ; после остановки и образования упругого холма нормаль $n-n$ повернулась на угол φ' до положения $n'-n'$. Пока фрикционный контакт находится в режиме предварительного смещения (проскальзывания нет), для смещения цанги требуется сила $S_2 > S_1$. В экспериментах разница сил для смещения доходила до 4 кН и более.

С учетом влияния кинематических и динамических факторов коэффициент усиления патрона в общем виде можно представить как

$$k_{II} = \frac{T}{S} = k_{IIc} K_p = k_{IIc} K'_p K''_p, \quad (4.29)$$

где k_{IIc} - коэффициент усиления при невращающейся заготовке и небольшой скорости зажима (статический коэффициент усиления); K_p - коэффициент режима, учитывающий дополнительное влияние всех остальных перечисленных факторов при вращающейся заготовке и реальных законах движения частей механизма зажима и равный $K'_p K''_p$; K'_p - коэффициент режима, учитывающий влияние изменение сил трения и динамики поступательно перемещающихся частей; K''_p - коэффициент режима, учитывающий влияние сил инерции вращающихся частей.

Экспериментальные исследования показали [26], что на величину K'_p наряду с отклонениями диаметра заготовки большое влияние оказывает скорость зажима. Даже при одной и той же продолжительности всего процесса зажима (определяемого, например, в автоматах скоростью вращения распределительного вала) коэффициент режима $K'_p = k_{II}/k_{IIc}$ при невращающемся шпинделе колеблется в значительных пределах (до 20-30%).

Коэффициент режима работы K''_p учитывает уменьшение радиальной силы зажима на величину центробежной силы неуравновешенных частей патрона $F_{ок}$. С учетом динамики поступательно перемещающихся частей механизма и частоты вращения шпинделя радиальная сила зажима

$$T_{\omega} = T K'_p - F_{ок}, \quad (4.30)$$

где $T = S k_{IIc}$ - радиальная сила, возникающая при статическом зажиме.

Из уравнения баланса сил, действующих на губку при зажиме вращающейся заготовки, после преобразований получено:

$$K''_p = 1 - F_{ок} / S k_{IIc} K'_p, \quad (4.31)$$

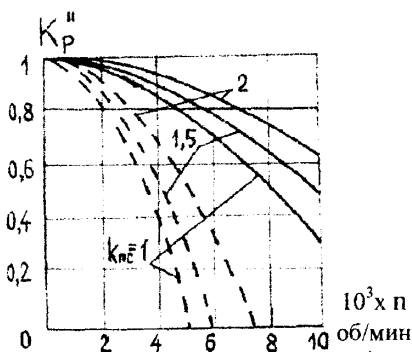


Рис.4.13. Графические зависимости коэффициента режима K_p'' , учитывающего влияние центробежных сил $F_{ок}$ зубок и лепестков цанг от частоты вращения шпинделя n

(сплошные линии) коэффициент режима снизится при $n = 6000 \text{ мин}^{-1}$ всего лишь на 12% (от 1,0 до 0,68).

Коэффициент режима K_p'' , имеющий максимальное значение 1, с увеличением частоты вращения шпинделя n , уменьшается, снижая k_{nc} . Из графиков (рис.4.13) видно, что при $k_{nc} = 1,5$, если же учитывать другие факторы и производить зажим прутка диаметром 40 мм при вращающемся шпинделе с $n = 6000 \text{ об/мин}$, в станке мод.1341 (пунктирные линии) вся осевая сила $S_z = 20 \text{ кН}$ пойдет только на преодоление центробежной силы $F_{ок}$ на первом этапе зажима при выборке зазора между цангой и заготовкой, так как $K_p'' = 0$. В тоже время в автомате мод.1A240-6

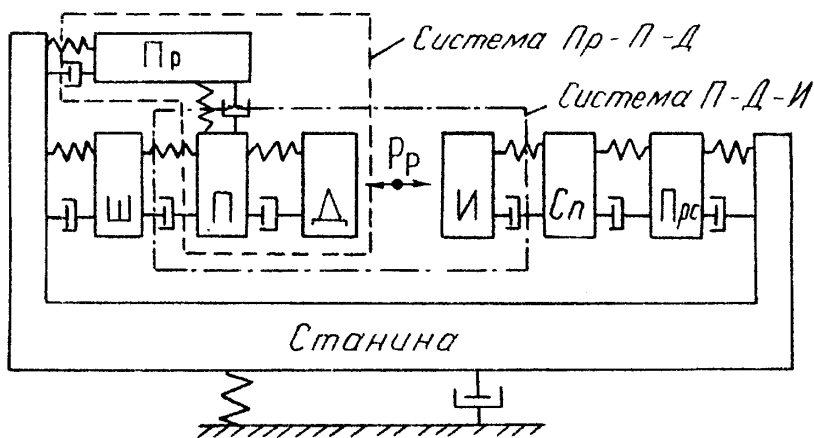
4.3. Динамические и математические модели зажимных механизмов

Общая динамическая модель ЗМ содержит различные жесткие, упругие и вязкие фрикционные связи и подвергается различным возмущениям, которые являются переменными или постоянными величинами, зависящими от многих факторов, по-разному проявляемых в конкретных условиях. Модель описывается системой дифференциальных уравнений, число которых определяется количеством степеней свободы и зависит от числа приведенных масс и связей между ними.

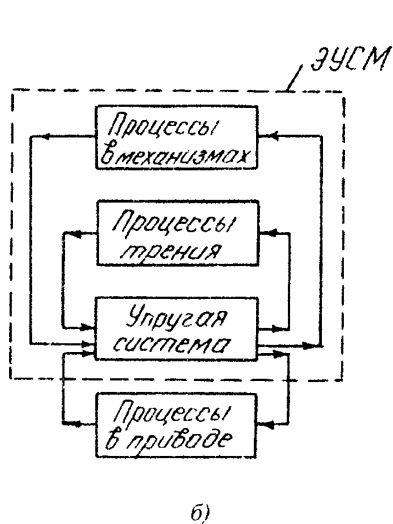
В результате анализа процесса установки заготовки, рассматриваемого поэтапно и постадийно, могут быть определены текущие и конечные значения перемещений, сил, напряжений, контактных сближений и биений зажимаемой детали.

Так как любой ЗМ может быть в двух состояниях, то в общей динамической системе станка [25, 34] существует две эквивалентные динамические системы ЗМ. Например, в технологической системе пруткового

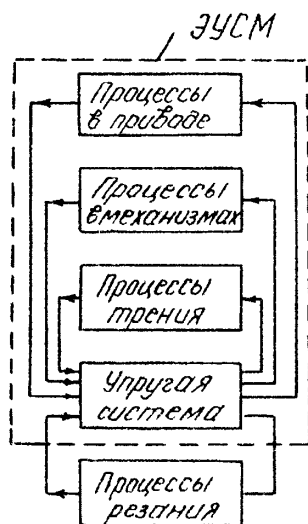
автомата можно выделить узлы и механизмы с их приведенными массами, жесткостями и коэффициентами демпфирования (рис.4.14,а) [4, 26].



а)



б)



в)

Рис.4.14. Расчетная динамическая схема токарного автомата (а) и схемы динамической системы ЗМ в процессе зажима (б) и резания (в)

В одном из открытых контуров технологической системы станка для процесса зажима-разжима основными узлами и механизмами являются: деталь (Д), патрон (П), привод (Пр), шпиндель (Ш) и несущая система – передняя бабка со станиной станка, т.е. все то, что расположено со стороны детали при отсутствии резания. Исходя из этого при выборе и изучении привода и патрона на работу всей системы ЗМ в процессе зажима-разжима, т.е. при анализе и синтезе подсистемы Пр-П-Д и системы ЗМ в целом, следует рассматривать эквивалентную упругую систему механизма (ЭУСМ), учитывающую жесткость упругой системы механизма (УСМ), силы трения, процессы в механизмах, зазоры, пассивные связи и т.д. и взаимодействующую с приводом (рис.4.14,б).

В процессе резания контур технологической системы станка замыкается силами резания P_p и добавляются также основные узлы и механизмы, как режущий инструмент (И), суппорт (Сп) и его привод (Прс), т.е. контур становится закрытым. В этом случае при решении технологических задач и исследовании влияния ЗМ на производительность и точность обработки, а также при анализе и синтезе системы «патрон-деталь-инструмент» (П-Д-И) необходимо рассматривать ЭУСМ, включающую процессы в приводе и взаимодействующую с процессами резания и процессами в других подсистемах станка (рис.4.14,в). При резании в общей технологической системе станка подсистема Ш-П-Д оказывает влияние на динамическую жесткость, виброустойчивость и точность обработки.

Расчетные схемы ЗМ могут составляться или отдельно для каждого состояния (зажим-разжим, резание) как в статике, так и в динамике или совместно для двух состояний, так как в этих состояниях общей является система П-Д, рассмотрение которой является наиболее важным: от того, как произошел процесс зажима, обеспечивающий определенное состояние системы П-Д, зависит во многом протекание процесса резания, а в конечном счете точность и производительность обработки.

Из блочно-функциональной схемы (рис.4.15) видно, какие показатели качества должны обеспечивать механизмы, осуществляющие процессы подачи (сила F_{II} , точность Δ_{on} и скорость V_{II} подачи на длину L_{II}), упора (жесткость C_y и демпфирование λ_y упора, скорость подхода V_0 к неподвижному торцу упора, определяющему точность положения Δ_0 при минимальном времени демпфирования t_0), зажима (силу T_{Σ} , статическую жесткость J_{cm} , осевую Δ_{os} и радиальную Δ_p точность закрепления) и резания (устойчивость процесса резания по АФЧХ, характеризуемую динамической жесткостью $J_{дин}$, частотой

собственных колебаний системы Ш-П-Д-И f_c , демпфированием λ , а также погрешность обработки $\Delta_{обр}$ - осевая и диаметральная).

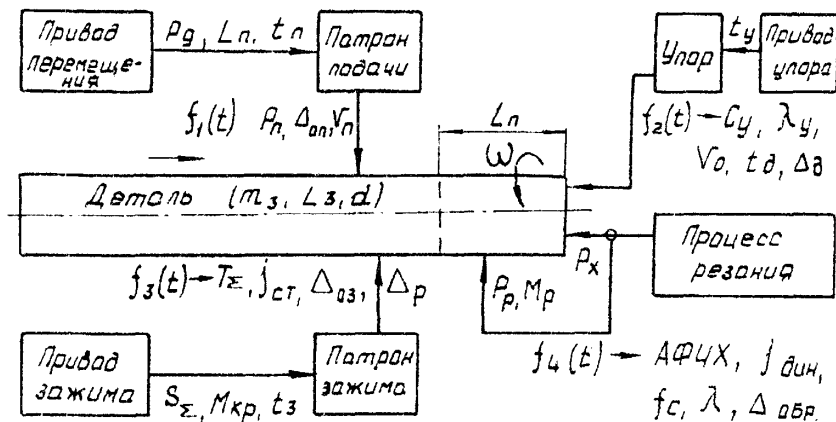


Рис. 4.15. Блочнo-функциональная схема универсальной модели процессов загрузки, зажима и обработки детали (прутка)

Быстродействие подачи и зажима прутка ограничено возникающими на больших скоростях явлениями, которые влияют на остальные характеристики механизмов. В соответствии с типовой циклограммой работы механизмов подачи, упора и зажима прутка токарного автомата (рис.4.16.а) суммарное время срабатывания (табл.4.1):

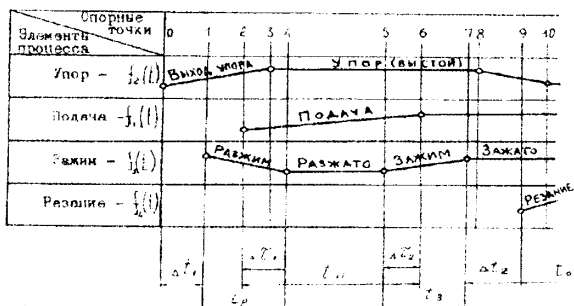
$$t_{ns} = t_y + t_p + t_n + t_z + t_c + \sum \Delta t_n - \sum \Delta t_n, \quad (4.32)$$

где t_y - время выхода упора; t_p - время разжима; t_n - время подачи; t_z - время зажима; $\sum \Delta t_n$ - межцикловые паузы, вызванные выходом упора, перебегами, неточностью изготовления кулачков, разбросом срабатывания элементов управления и подготовкой системы П-Д к резанию; $\sum \Delta t_n$ - суммарное время совмещенных движений (перекрытие) всех механизмов (наложенных элементов цикла).

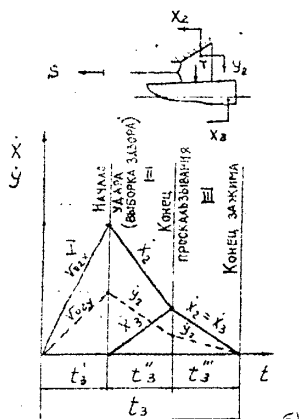
Разбиение процесса разжима-подачи-зажима на отдельные временные этапы для разных цапговых зажимных механизмов (рис.4.16.б-д) определяет особенности поэтапного и постадийного построения математической модели, описываемой системой дифференциальных уравнений в основном второго порядка для каждого интервала времени между опорными точками 0-9 (рис.4.16).

Таблица 4.1. Баланс времени процесса разжима-зажима
токарного автомата

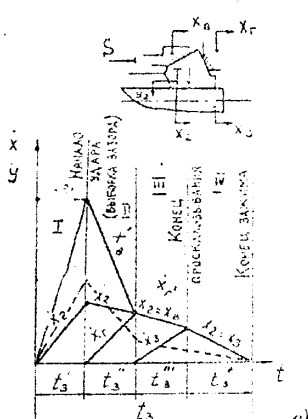
Стадии процесса и их время		Составляющие времени	
		Обозн.	Наименование
Выход упора	t_y	t_y^I	разгона упора вперед
		t_y^{II}	движения с постоянной скоростью
		t_y^{III}	торможения упора
Разжим	t_p	t_p^I	размыкания ЗМ
		t_p^{II}	снятия натяга
		t_p^{III}	перемещения в исходное положение
Подача	t_n	t_n^I	разгона детали (прутка)
		t_n^{II}	движение с постоянной скоростью
		t_n^{III}	торможения без упора
		t_n^{IV}	торможения на демпфере упора
		t_n^V	затухания колебательного процесса соударения с неподвижной частью корпуса
Зажим	t_z	t_z^I	выборки зазоров
		t_z^{II}	натяга системы
		t_z^{III}	окончательного дожима
Возврат упора	t_6	t_6^I	разгона упора вперед
		t_6^{II}	движения с постоянной скоростью
		t_6^{III}	торможения упора
Цыкловые увязки		$\sum \Delta t$	межцикловых пауз, перебегов, срабатывания элементов управления и т.д.
		$\sum \Delta t_n$	наложенных элементов цикла



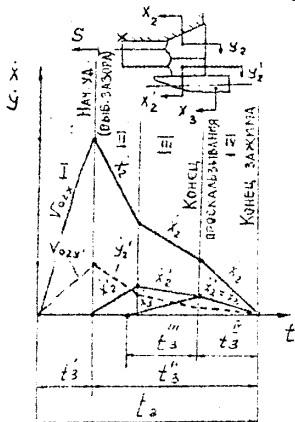
a)



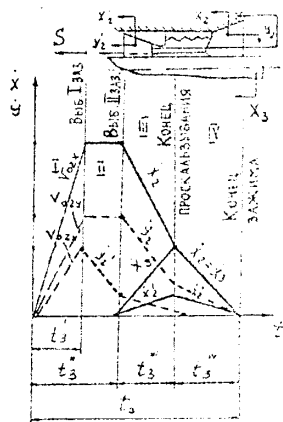
b)



v)



z)



d)

Рис. 4.16. Типовая циклограмма работы механизмов упора, подачи и зажима прутка токарного автомата (а) и этапы процесса зажима прутка в цанговых ЗМ: б - с затяжной цангой; в - с нажимной втулкой; г - с цилиндрической цангой; д - с дополнительной цангой (двойной зажим)

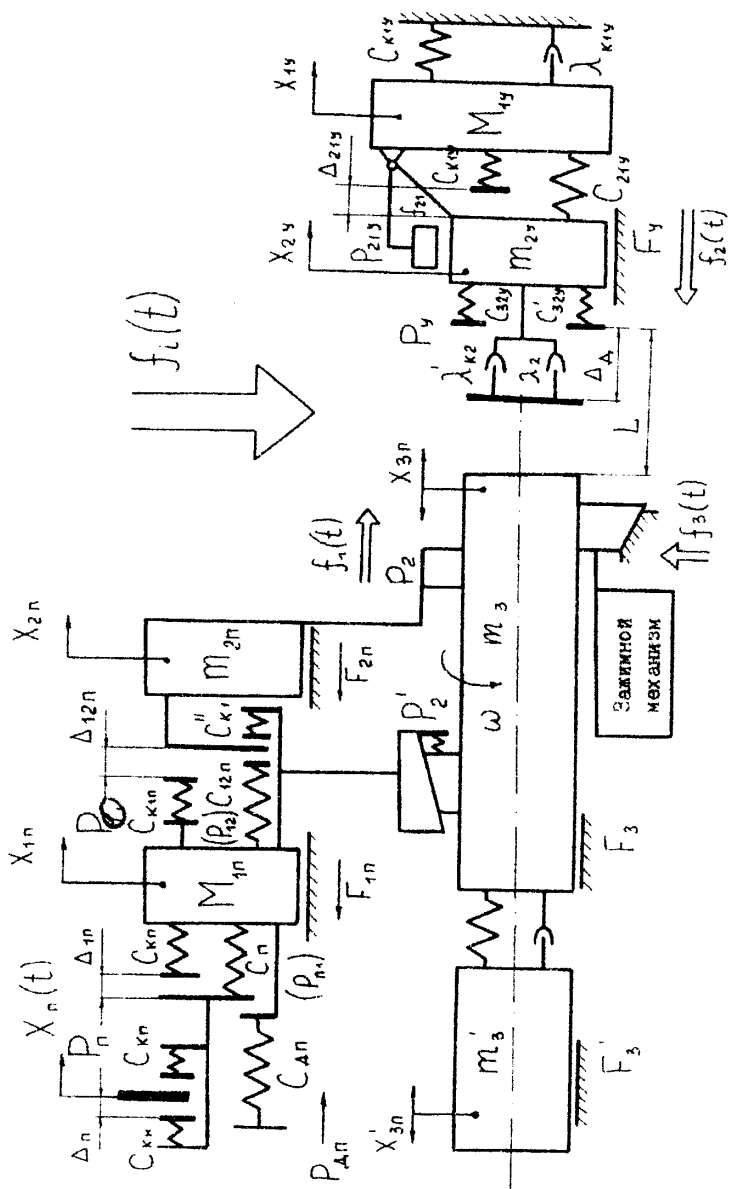


Рис. 4.17. Фрагмент универсальной динамической модели процесса загрузки и упора детали типа тела вращения

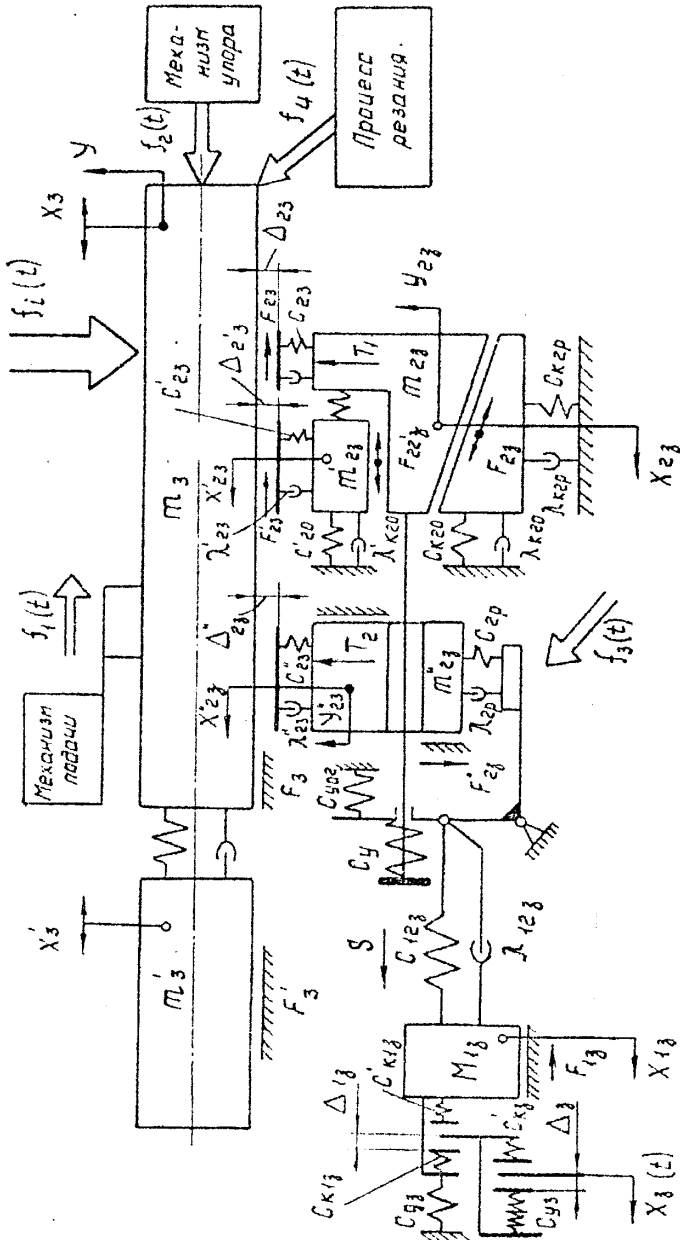


Рис.4.18. Фрагмент универсальной динамической модели процесса зажима детали титла вращения

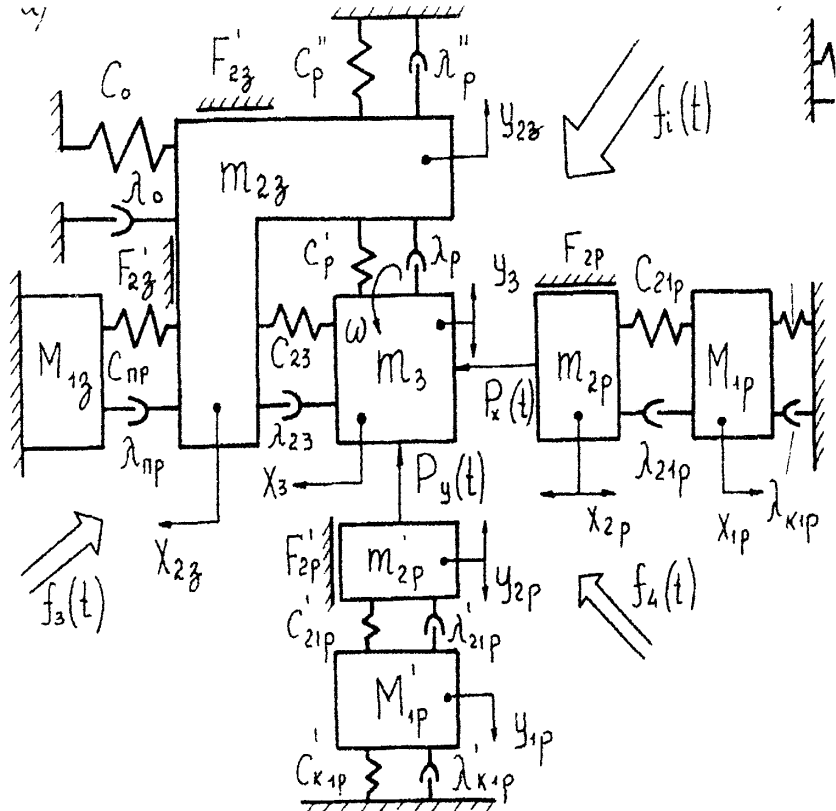


Рис. 4.19. Фрагмент универсальной динамической модели ЗМ при действии центробежных сил и сил резания на систему патрон-деталь

упором и «неподвижной системой» и т.д.; f_{21} - коэффициент трения упора; $x_{1n}, \dots, x_{2v}, x_{3n}$ - перемещения приводов подачи, упора, прутка при подаче.

Процесс зажима заготовок описывается универсальной динамической моделью (рис.4.18), позволяющей исследовать различные ЗМ: с геометрическим замыканием, с силовым замыканием, с самоторможением постоянной и переменной структуры; с различными упругими связями в приводе и патроне; с различными вариантами патронов одинарного и двойного зажима, имеющими различные передаточно-усилительные звенья (рычажные, клиновые, мембранные и их комбинации).

Универсальная динамическая модель ЗМ (рис.4.18) описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений 2-го порядка:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{13}\ddot{x}_{13} = f[t, x_{3k}(t), x_{13}, \dot{x}_{13}, x_{23}, \dot{x}_{23}, \Delta_3, \Delta_{13}, C_{y2}, \dots, F_{13}] \\ m_{23}\ddot{x}_{23} = f[t, x_{13}, \dot{x}_{13}, x_{23}, \dot{x}_{23}, \Delta_{23}, \dots, C_y, \dots, C_{12}, \dots, F'_{22}] \\ m'_{23}\ddot{x}'_{23} = f[t, x'_{23}, \dot{x}'_{23}, x_{23}, \dot{x}_{23}, \Delta'_{23}, \dots, C'_{23}, \dots, F'_{23}] \\ m''_{23}\ddot{x}''_{23} = f[t, x''_{23}, \dot{x}''_{23}, x_{13}, \dot{x}_{13}, \dots, \Delta''_{23}, \dots, C''_{23}, \dots, F''_{23}] \\ m_3\ddot{x}_3 = f[t, x_{23}, \dot{x}_{23}, x_3, \dot{x}_3, C_{23}, \dots, F_{23}, F'_{23}, \dots] \\ (m_{23} + m_3)\ddot{x}_3 = f[t, x_3 = x_{23}, \dot{x}_3 = \dot{x}_{23}, C_{k20}, \dots, F'_3, F'_3] \end{array} \right. \quad (4.37)$$

Динамические модели ЗМ в процессе зажима отличаются друг от друга структурой или схемой привода и патрона. Привод определяет законы движения трубы зажима и связанных с ней элементов, а патрон – различное число этапов зажима (см. рис. 4.16, б-д).

Поведение объекта закрепления и ЗМ в процессе резания может быть описано универсальной динамической моделью (рис.4.19), позволяющей исследовать систему П-Д с различными патронами, связями с приводом и схемами резания. Такие вопросы без выделения из динамической системы станка ЗМ исследованы в ряде работ [4, 6, 15, 25, 45], однако в них не обнаружено влияние процесса зажима на процесс резания и наоборот, влияние процесса резания на динамические характеристики системы П-Д, на характер изменения сил зажима.

Из анализа динамической системы ЗМ в процессе зажима и при резании для конкретной конструкции могут быть найдены погрешности обработанной детали в осевом и радиальном направлениях и определены параметры системы, снижающие эти погрешности. Например, решение обобщенной математической модели (4.33) – (4.35) относительно координаты x_3 (перемещение прутка) позволяет определить осевую погрешность обработки детали, как результат дрейфа ее положения при действии различных возмущений $f_1(t) - f_4(t)$ (рис.4.17 – 4.19), т.е.

$$\Delta l = \sum_{i=1}^4 \bar{x}_{3i} = \bar{x}_{3n} + \bar{x}_{3y} + \bar{x}_{3t} + \bar{x}_{3p} \quad (4.38)$$

4.4. Теоретические исследования процесса подачи и зажима прутка

4.4.1. Анализ процесса подачи прутка

Исследования проводились с использованием ЭВМ при различных вариантах реализации универсальной динамической модели (рис.4.17) набором различных по степени сложности систем. При поиске новых схем и подборе

характеристик механизмов подачи прутка анализировались трех-, четырех- и пятимассовые системы (рис.4.20), в которых особо исследовался процесс соударения прутка с упором [1, 2, 20, 44] при различных упругих диссипативных связях.

Анализ полученных осциллограмм (рис.4.21) позволил не только подтвердить результаты проведенных различными авторами исследований, а синтезировать методом «машинного эксперимента» [26, 29] новые динамические модели механизмов подачи прутка, в которых путь торможения непосредственно на упоре растянут до нескольких мм, а вместо консервативных сил торможения применены диссипативные с силой демпфирующей по пути связью между прутком и упором (рис.4.20,б,в) при совместном перемещении (рис.4.22,а) (А.с. СССР №№742040, 90498). Моделирование механизма подачи прутка на ЭВМ показало возможность полного разделения функций: привод и патрон подачи разгоняют, а упор тормозит прутки в основном диссипативными силами.

Особую сложность представляет выбор характеристики и параметра диссипативной связи, так как масса и скорость прутка изменяется в широком диапазоне, что дает широкий диапазон изменения кинематической энергии прутка (порядка 10^3 – 10^4). Этот фактор требует либо введения автоматического регулирования параметров диссипативной связи, либо нахождения такой зависимости силы торможения от скорости прутка, которая обеспечивала бы эффективное поглощение энергии в широком диапазоне масс и скоростей.

С помощью ЭВМ была подобрана «идеальная» характеристика диссипативной связи (рис.4.22,б). Такая характеристика $P_0 = f(V)$ обеспечивает стабилизацию скорости встречи прутка с неподвижной частью упора, применив которую были получены хорошие результаты как при моделировании 2-х массовой системы (рис.4.20,б) так и 5-ти массовой (рис.4.20,в), осциллограммы для которой приведены на рис.4.22,в,г. При изменении кинетической энергии подаваемого прутка в 128 раз (рис.4.22) время полного торможения и затухания колебательного процесса составило более 0,1 с с учетом перемещения прутка на 5 мм до встречи с жесткой частью упора, а непосредственно на жестком упоре время затухания процесса превысило 0,05 с. В 5-ти массовой динамической модели реализован еще один новый элемент (рис.4.20,г) в виде упругой связи между подающей цангой и трубой подачи. Это позволяет использовать упругую кинематическую связь при малых силах подачи и жесткую силовую связь при повышении сил подачи до заданного уровня. Тем самым обеспечивается автоматическое изменение структуры механизма, стабилизирующего динамические статические нагрузки на прутки со стороны подающей цанги.

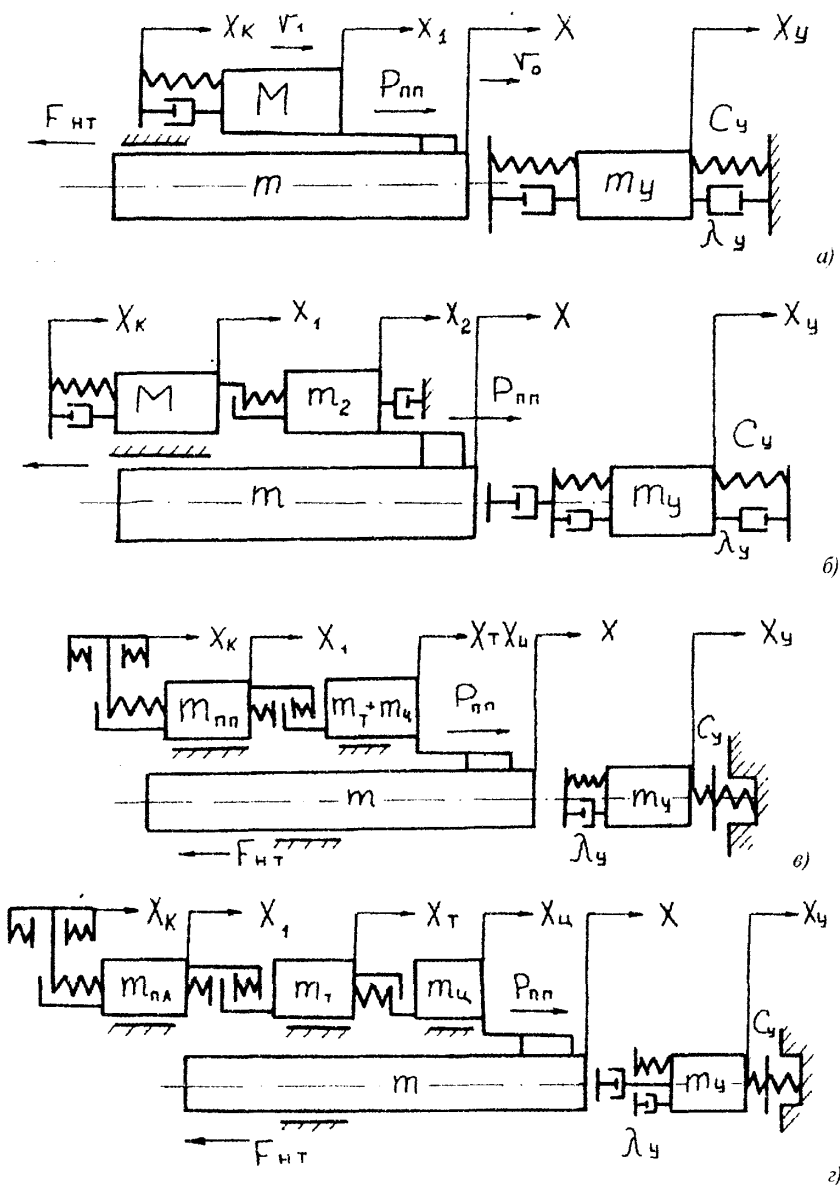
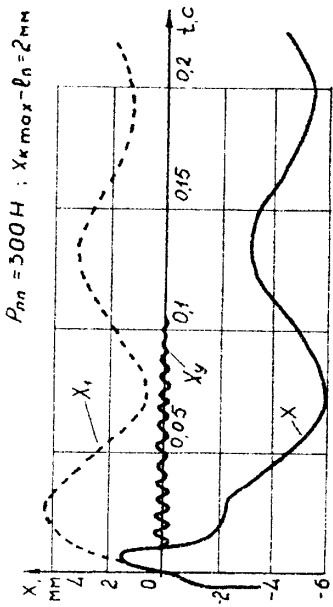


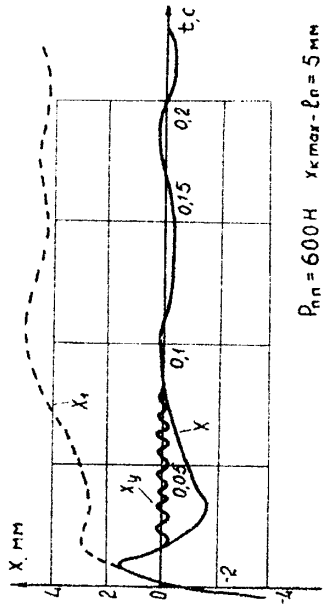
Рис. 4.20. Динамические модели механизмов подачи прутка традиционной конструкции (а, б), с демпфирующим упором (б, г) и подпружиненной подающей цангой (г)



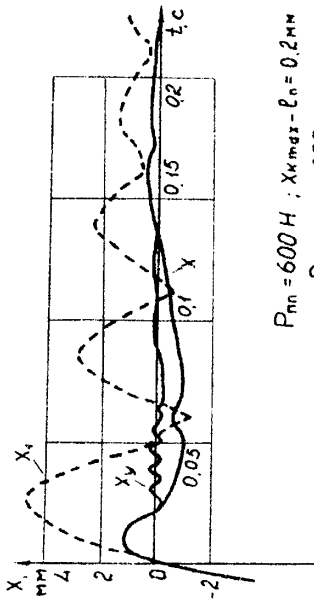
а)

$P_{\text{пн}} = 600 \text{ Н}$; $X_{\text{кmax}} - \rho_n = 0.2 \text{ мм}$
 $P_{\text{пр}} - \rho_c = 200 \text{ Н}$

е)

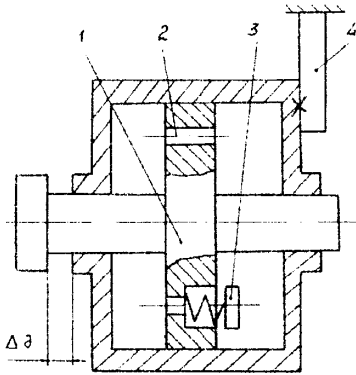


$P_{\text{пн}} = 600 \text{ Н}$; $X_{\text{кmax}} - \rho_n = 5 \text{ мм}$
 б)

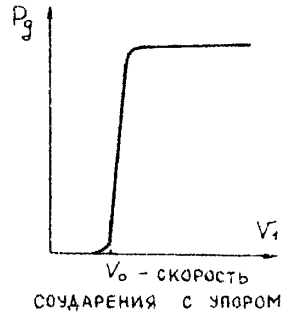


$P_{\text{пн}} = 600 \text{ Н}$; $X_{\text{кmax}} - \rho_n = 2 \text{ мм}$;
 $P_{\text{пр}} - \rho_c = 200 \text{ Н}$
 з)

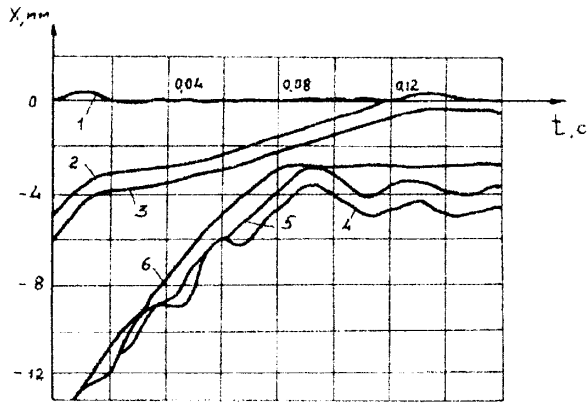
Рис. 4.21. Графики перемещений прутка (x), упора (x_y), полузна подачи (x_x) механизмов подачи прутка традиционного (а, б) и с подпружиненной подающей цангой (в, г) при $m=30 \text{ кг}$, $m_y=6 \text{ кг}$, $m_x=1 \text{ кг}$, $V_0=0,4 \text{ м/с}$, $C_y=6 \text{ кН/мм}$, $F_{\text{пн}}=50 \text{ Н}$, $C_{\text{пр-пн}}=20 \text{ Н/мм}$, $\lambda=3 \text{ кН·с/м}$



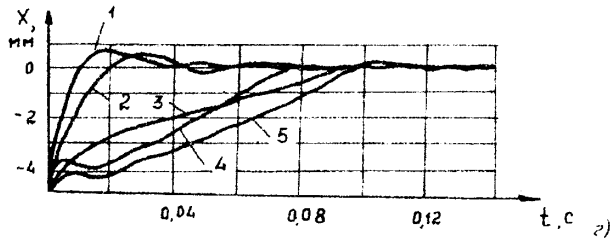
а)



б)



в)



г)

Рис. 4.22. Схема демпфирующего упора (а) и графики: б – зависимости силы на демпфере P_d от скорости прутка V_1 ; в – перемещения узлов механизма подачи прутка (1 – упор, 2 – пруток, 3 – подающая цапга, 4 – труба подачи, 5 – ползун, вилка, 6 – кулачок); г – перемещения прутка в период его торможения на упоре (1 – $m = 40$ кг и $V_0 = 0,8$ м/с; 2 – $m = 40$ кг и $V_0 = 0,5$ м/с; 3 – $m = 40$ кг и $V_0 = 0,2$ м/с; 4 – $m = 5$ кг и $V_0 = 0,5$ м/с; 5 – $m = 5$ кг и $V_0 = 0,2$ м/с)

Для теоретического анализа механизма подачи прутка (многошпиндельного токарного автомата (МТА)) с применением ЭВМ составлена многомассовая динамическая модель (рис.4.23), описываемая системой нелинейных дифференциальных уравнений [3, 8]:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{x}_1 + F_1 \text{sign}(\dot{x}_1) + P_0 \text{sign}(x_1) + P_6 + P_3 + P_1 = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + F_2 \text{sign}(\dot{x}_2) - P_1 = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 + F_3 \text{sign}(\dot{x}_3) + P_3 - P_4 = 0 \\ m_4 \ddot{x}_4 + F_4 \text{sign}(\dot{x}_4) + P_4 - P_9 = 0 \\ m_5 \ddot{x}_5 + F_5 \text{sign}(\dot{x}_5) + P_5 - P_k + P_8 = 0 \\ m_6 \ddot{x}_6 + F_6 \text{sign}(\dot{x}_6) + P_7 f_7 \text{sign}(\dot{x}_6) + P_7 + P_6 = 0 \end{array} \right. , \quad (4.39)$$

где аналитическое описание сил $P_1, P_k, P_3 - P_9$ приведено в табл.4.2.

Широкий диапазон применяемых параметров и характеристик модели и высокая точность получаемых результатов позволяют использовать предложенную модель как элемент САПР механизмов подачи прутка. На рис. 4.24, а,б показаны результаты моделирования механизма подачи прутка МТА мод. 1Б265-6К, а на рис. 4.24,в – того же автомата с применением демпфирующего упора. Сравнение полученных графиков показывает, что отскок прутка достигает 15,5 мм (рис.4.24,а), а недоподача после зажима составляет 2,6 мм, так как запас хода привода недостаточен для компенсации проскальзывания подающей цапги по прутку во время его отскоков. Время от начала первого соударения до ожидаемого второго составляет 0,18 с. Из-за наличия зазоров и упругих звеньев ползун подачи, подающая цапга и пруткок совершают значительные относительные перемещения в процессе соударения прутка с упором, а также при разгоне и предварительном торможении (рис.4.24,а). Применение демпфирующего упора (рис.4.24,в) и увеличение его статической жесткости позволило уменьшить отскок прутка до 1 мм, причем этот отскок вызван исключительно тем, что используется двухмассовая система прутка, т.е. учитываются волновые процессы и продольный изгиб прутка. Процесс затухания колебаний до уровня 0,3 мм составляет 0,05 с, а до уровня 0,1 мм – 0,1 с. Аналогичные результаты (рис.4.24,з) получены при моделировании механизма подачи прутка модернизированного МТА мод. КА-103, в котором траектории перемещения ползуна на участках разгона и предварительного торможения выполнены по параболе. Применение подпружиненной вилки и демпфирующего упора (рис.4.24,г) позволили уменьшить отскок с 8 до 0,2 мм, а время затухания переходного процесса на фиксирующей части упора довести до 0,5 с (при амплитуде колебаний прутка 0,05 мм).

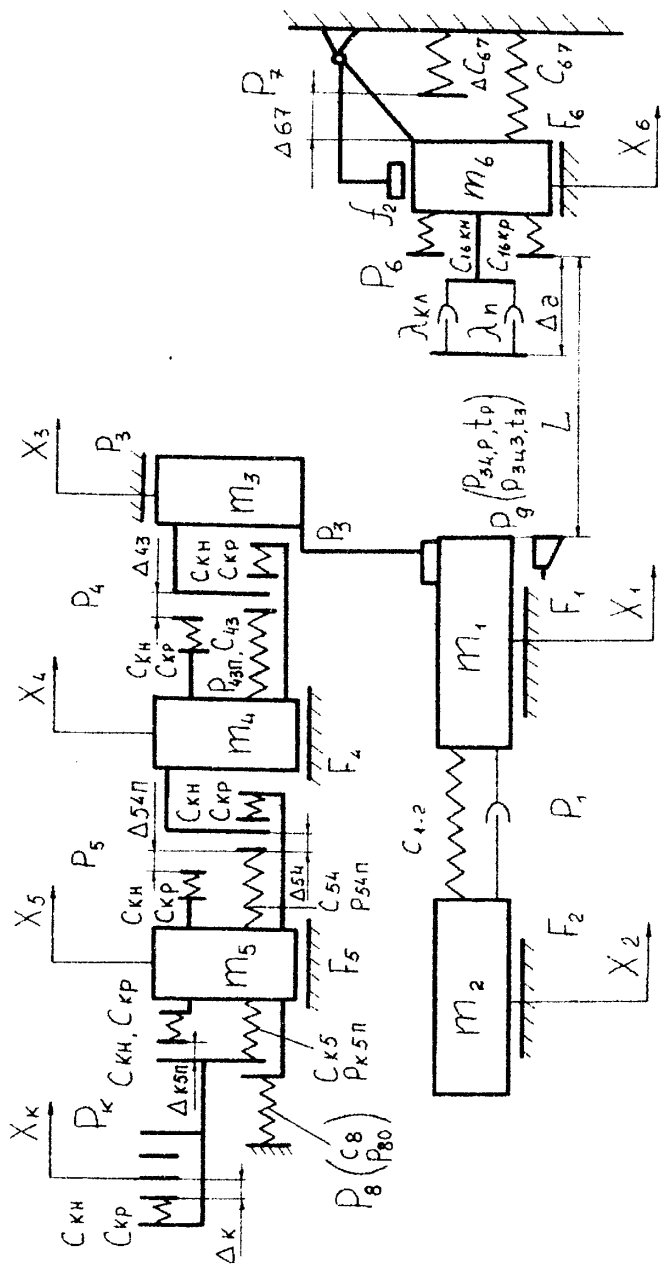


Рис. 4.23. Многомассовая динамическая модель механизма подачи прутка МТА с упругими связями в приводе и демпфирующим упором

Таблица 4.2. Силы $P_1, P_k, P_3 - P_9$ для математической модели (4.39)

$$\begin{aligned}
 P_1 &= C_{12}(x_1 - x_2) + \lambda_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2); & I_0(x) &= \begin{cases} 1, & \text{если } x \geq 0 \\ 0, & \text{если } x < 0 \end{cases} \\
 P_3 &= P_{ni} \operatorname{sign}(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) [1 + k_3 \cdot I_0(\Delta V_{13} - |\dot{x}_3 - \dot{x}_1|)]; \\
 P_4 &= P_{13} \cdot I_0(P_{34}) - P_{34} \cdot I_0(P_{34}); \quad P_{34} = I_0(x_3 - x_4)(x_3 - x_4) [I_0(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) C_{ки} \cdot I_0(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) C_{кп}]; \\
 P_{34} &= I_0(x_4 - x_3) [C_{43}(x_4 - x_3) + P_{43n} + I_0(x_4 - x_3 - \Delta_{43})(x_4 - x_3 - \Delta_{43}) \times \\
 &\quad \times [I_0(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) C_{ки} + I_0(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) C_{кп}]]; \\
 P_5 &= P_{54} \cdot I_0(P_{54}) - P_{45} \cdot I_0(P_{45}); \quad P_{45} = I_0(x_4 - x_5 - \Delta_{54})^2 [I_0(\dot{x}_4 - \dot{x}_5) C_{ки} \cdot I_0(\dot{x}_5 - \dot{x}_4) C_{кп}]; \\
 P_{54} &= I_0(x_5 - x_4 - \Delta_{54}) [C_{45}(x_5 - x_4 - \Delta_{54}) + P_{54n} + I_0(x_4 - x_3 - \Delta_{43})(x_4 - x_3 - \Delta_{43}) \times \\
 &\quad \times [I_0(\dot{x}_5 - \dot{x}_4) C_{ки} + I_0(\dot{x}_4 - \dot{x}_5) C_{кп}]]; \\
 P_6 &= P_{6\partial} \cdot I_0(P_{6\partial}) - P_{66} \cdot I_0(P_{66}); \quad P_{66} = I_0(x_1 - x_6 - l)^2 [I_0(\dot{x}_1 - \dot{x}_6) C_{16ки} + I_0(\dot{x}_6 - \dot{x}_1) C_{16кп}]; \\
 P_{6\partial} &= I_0(x_1 - x_6 - l - \Delta_{\partial}) [I_0(\dot{x}_1 - \dot{x}_6 - V_{к\tau}) P_{ni} + [\lambda_{к\tau} + I_0(\dot{x}_1 - \dot{x}_6 - V_{ки}) \lambda_n] (\dot{x}_1 - \dot{x}_6)^2]; \\
 P_7 &= [C_{67} + I_0(|x_6| - \Delta_{67}) \cdot \Delta_{67}] \cdot x_6; \\
 P_k &= P_{k5} \cdot I_0(P_{k5} - P_{5k} \cdot I_0(P_{5k})); \quad P_{5k} = I_0(x_5 - x_k - \Delta_k)^2 [I_0(\dot{x}_5 - \dot{x}_k) C_{5ки} + I_0(\dot{x}_k - \dot{x}_5) C_{5кп}]; \\
 P_{k5} &= I_0(x_k - x_5 - \Delta_k) [C_{k5}(x_k - x_5 - \Delta_k) + P_{k5n} + I_0(x_k - x_5 - \Delta_k - \Delta_{k5n}) \times \\
 &\quad \times (x_k - x_5 - \Delta_k - \Delta_{k5n}) [I_0(\dot{x}_k - \dot{x}_5) C_{к5н} + I_0(\dot{x}_5 - \dot{x}_k) C_{к5п}]]; \\
 P_8 &= P_{80} - C_8 x_5; \\
 P_9 &= P_{9p} \cdot I_0(P_{9p}) + P_{93} \cdot I_0(P_{93}); \quad P_{9p} = P_{зпц} (1 - t/t_p); \quad P_{93} = P_{зпу} [(t/t_z) - 1].
 \end{aligned}$$

4.4.2. Анализ процесса зажима прутка в цанговом ЗМ

Исследования процесса зажима удобно выполнять поэтапно, рассматривая особенности взаимодействия элементов патрона с приводом и прутком.

Для анализа влияния жесткости привода, скорости зажима, масс привода и прутка на силы и перемещения в цанговом ЗМ рассмотрен пример с затяжной цангой применительно к МТА мод. 1А240-6 (рис.4.11,б), но в широком диапазоне изменяемых параметров. Закон движения муфты (трубы) зажима принят табличным (табл.4.3) по реальному профилю кулачка и муфты зажима (рис.4.25,б); он приближается к синусоидальному [26, 34].

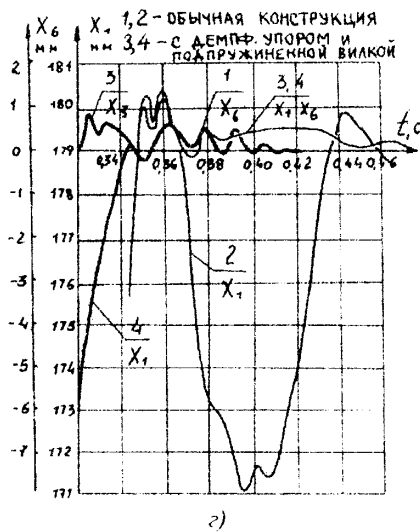
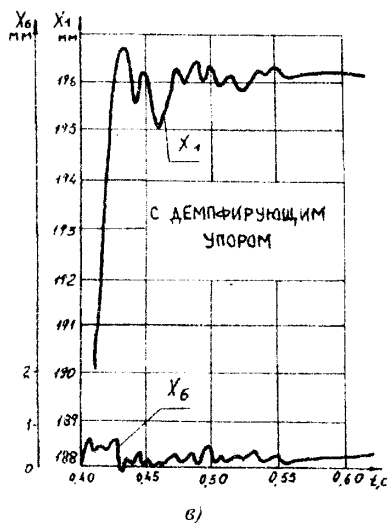
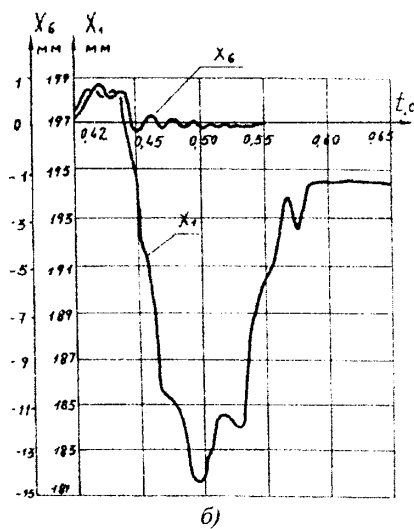
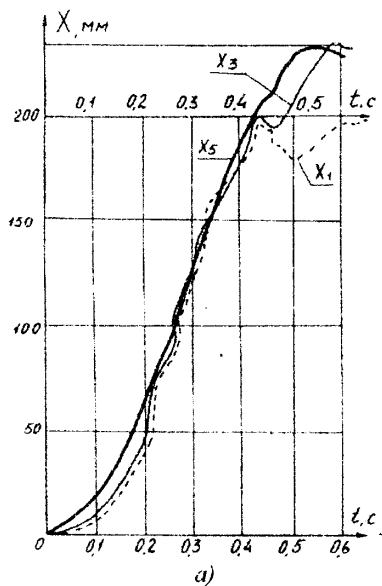


Рис. 4.24. Графики перемещения прутка (x_1), подающей цанги (x_3), ползуна (x_5) и упора (x_6), полученные при моделировании процесса подачи на ЭВМ для МТА мод. 1Б265-6К (а - в) и КА-103 (з)

Таблица 4.3. Закон движения ведущего звена по пути цангового зажимного механизма МТА мод. 1А240-6

Частота вращения распред. вала, об/мин	Время t , с					
	140	0	0,004	0,008	0,012	0,016
14	0	0,04	0,08	0,12	0,16	0,2
1,4	0	0,4	0,8	1,2	1,2	2,0
Перемещение ведущего звена, мм	0	0,456	1,235	6,015	2,405	2,405

Для анализа использован метод математического моделирования на ЭВМ. При этом поведение невращающейся сложной динамической системы цангового механизма зажима, приведенной к упрощенной динамической модели (рис.4.25,а), изучается путем исследования математической модели поэтапно в соответствии с расчетной схемой (рис.4.11,б). В упрощенной динамической модели (рис.4.25,а) массы элементов системы (привода m_1 , зажимной цанги m_2 , прутка m_3), приведенные к одному зажимному элементу, считаются сосредоточенными в определенных точках и соединены между собой безинерционными упругими (C_{37} , C_1 , C_{23}) и диссипативными связями (F_{23}). К массам приложены сосредоточенные силы: движущие от привода (S); сопротивления и трения (F_{10} , F_{20} , F_{30}); контактного сближения (N , T). Математическая модель (табл.4.4), соответствующая принятой динамической, представляет собой частный случай реализации дифференциальных уравнений (4.37) 2-го порядка. Для определения изменения характеристик упругости и демпфирования в процессе зажима, а также изменения характера связей между элементами системы, дополнительно составлены уравнения упругой линии лепестка цанги, контактных сближений и условия осуществления. Динамическая модель с условным изображением фрикционного взаимодействия элементов (рис.4.25,д) приведена на рис. 4.25,е, а с принятыми допущениями на рис.4.25,б. В динамической модели обозначены: x_1 , x_2 , x_3 и m_1 , m_2 , m_3 - соответственно перемещения и массы привода, губки затяжной цанги, прутка; Δ - начальный зазор между губкой цанги и прутком; V_0 - начальная скорость зажима. Возможно три стадии (этапа) зажима за время t_3 (рис.4.26): I – совместное движение масс m_1 и m_2 при выборке зазора Δ до тех пор, пока $x_1 = x_2 = \Delta \operatorname{ctg} \alpha$ (при этом условии определяется время I стадии, скорость V_1 , осевая сила затяжки S_1 , нормальная сила в коническом сопряже-

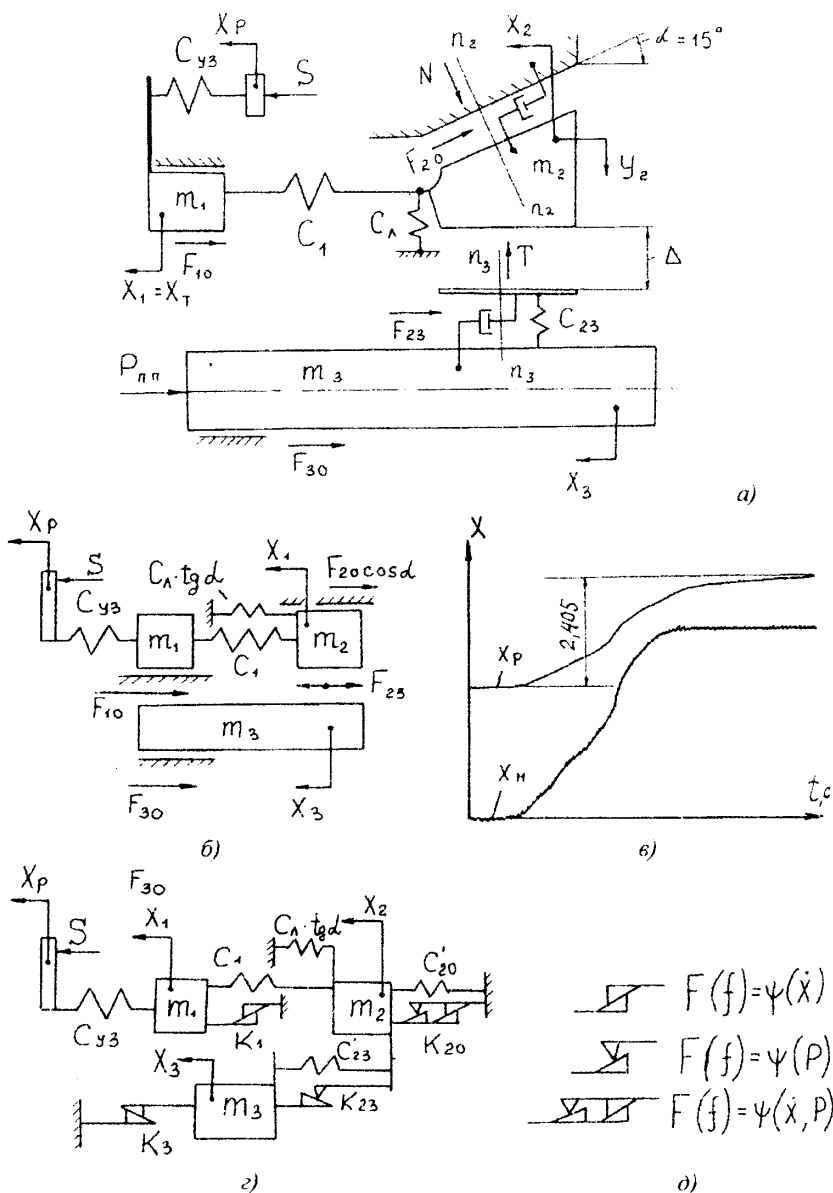


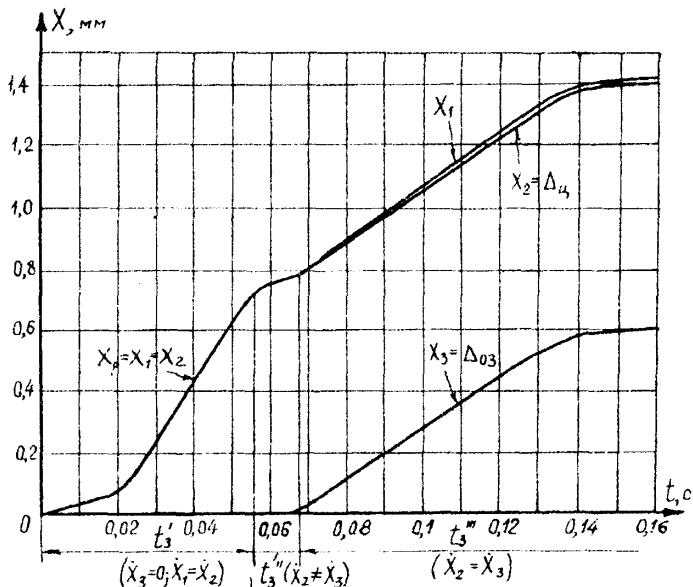
Рис. 4.25. Динамические модели (а, б, в), закон движения входа ($x_{н}$) и выхода (x_p) привода цангового ЗМ МТА мод. 1А240-6 (г), условные обозначения сил (коэффициентов) трения (д)

Таблица 4.4. Математическая модель процесса зажима прутка в цанговом ЗМ с затяжной цангой (рис. 4.25, а,г)

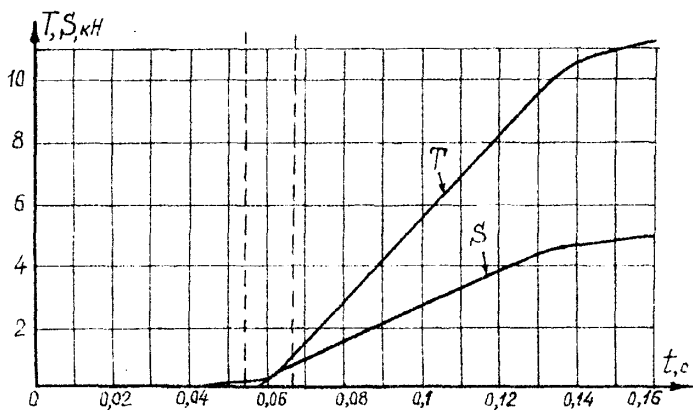
Уравнение	Математическая запись	Примечание
движения	$m_1 \ddot{x}_1 = S - k_1 x_1 - C_1(x_1 - x_2);$ $m_2 \ddot{x}_2 = C_1(x_1 - x_2) - k_{20} \dot{x}_2 \cos \alpha - C_{20} x_2 \sin \alpha - C_2 x_2 \operatorname{tg} \alpha;$ $m_3 \ddot{x}_3 = k_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - C'_{23}(x_2 - x_3) - k_3 \dot{x}_3;$ $m_2 \ddot{y}_2 = -C_{23} y_2 + C_{20} y_2 - C_2 \Delta.$	
упругой линии лепестка	$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{M(x_2)}{EI}$	
контактных сближений	$\Delta_k = 2 \left[R_1 \sin^2 \frac{1}{4} \left(\arcsin \frac{R_2 \sin \beta_0}{R_1} \right) - R_2 \sin^2 \frac{\beta_0}{4} \right]$	β_0 - половина угла контакта
	$h_k = \begin{cases} A_m \frac{T^m}{F_k^m} = B \cdot T^m \\ T \cdot (B \cdot T^{m-1} + A_9 \cdot \vartheta) \\ T \cdot \left(\frac{Ad}{b} \Delta d + A_9 \vartheta + A_7 \gamma_0 \frac{\gamma_0}{\gamma_b} \right) \end{cases}$	$d = d_0, \vartheta = 0;$ $d = d_0, \vartheta \neq 0;$ $d \neq d_0, \vartheta \neq 0;$
условий осуществления	<p>При $x_2 \leq \Delta \cdot \operatorname{ctg} \alpha$, $\dot{x}_2 = 0$, $x_3 = 0$;</p> $x_{p \max} = H_m \cdot i_p;$ $S = C_{y3} \cdot \Delta f; S_{\max} = C_{y2} \cdot \Delta f_{\max}; \Delta f = x_p - x_1.$	

нии, являющиеся начальными условиями для II стадии); II – переход динамической системы из режима разгона или установившегося движения в режим торможения с проскальзыванием между губкой цанги и прутком до тех пор, пока $T_2 \mu_2 = P_m$ (при этом определяются общее время I и II стадий, осевая сила S_2 , радиальная сила зажима T_2 , перемещения масс x_1 , x_2 , x_3 и их скорости \dot{x}_1 , \dot{x}_2 , \dot{x}_3 , являющиеся начальными для III стадии); III – окончание процесса торможения и натяг системы, определяемый величиной осевого хода x_p и жесткостью звеньев цангового ЗМ, при этом губка цанги движется с одинаковой скоростью с прутком без относительного проскальзывания, т.е. $\dot{x}_2 = \dot{x}_3$. Каждая стадия описывается математическим путем преобразования уравнения движения, упругой линии лепестка и контактных сближений (табл.4.4). Основные условия и принятые допущения следующие: $d = d_0$ ($\Delta d = 0$); угловой зазор в коническом сопряжении $\Delta \alpha = \alpha - \alpha_0$; упругое звено

предварительно натянуто и имеет линейную характеристику жесткости $C_{\text{пр}} = S/(x_p - x_1) = \text{const}$; влияние колебаний заготовки на изменение коэффициентов трения не учитывается; силы трения в трубе зажима, прутка



а)



б)

Рис. 4.26. Графики перемещений (а) и сил (б), полученные при моделировании процесса зажима на ЭВМ для МТА мод. 1А240-6 при $n_{\text{рв}} = 14 \text{ мин}^{-1}$; $m_1 = 0,001 \text{ кг} \cdot \text{с}^2/\text{мм}$; $m_2 = m_3 = 0,0001 \text{ кг} \cdot \text{с}^2/\text{мм}$; $C_A = 10 \text{ кН}/\text{мм}$

в направляющих трубах и в подающей цанге ($P_m = 200$ Н) постоянные; сила трения в коническом сопряжении может изменять направление и зависит от скорости и осевой силы (при $V = 0$, $f_0 = 0,15$, при $S \neq 0$ и $V \neq 0$ $f = f_0 - K_f \cdot \dot{x} + K_S S$, где $K_f = 2,5 \cdot 10^{-4}$ с/мм, $K_S = 1 \cdot 10^{-6}$ 1/Н); сила сцепления с прутком переменного направления и зависит от давления или нормальной силы T (при $T = 0$, $\mu_0 = 0,2$; при $T \neq 0$, $\mu = \mu_0 + K_\mu T$, где $T = K_T (x_2 - x_w)^2 + K_{T1} (x_2 - x_{1k})^2$, $K_{T1} = 1,6 \cdot 10^3$, $K_\mu = 5 \cdot 10^{-5}$ 1/Н, $K_T = 4,3 \cdot 10^3$; x_w - величина перемещения губки от момента встречи кромкой с прутком до полного ее прилегания); податливостью стыка губки цанги со шпинделем пренебрегаем; все силы отнесены к одной губке.

В общем случае, когда $\Delta d \neq 0$, процесс зажима отличается от случая $\Delta d = 0$. По мере изменения Δd изменяются соотношения сил между элементами ЗМ, что учтено дополнительной подпрограммой. При решении задачи с нелинейными жесткостями на каждом шаге значения перемещения определялись из условия, что они обратно пропорциональны жесткостям звеньев при линейности на заданном малом шаге (преобразование нелинейных функций в кусочно-линейные). Для выбора очередных значений приращений перемещений с заданной точностью в зависимости от заданного закона ведущего звена могут быть использованы итерационные методы или методы оптимизации гладких функций [3, 8].

Теоретические графики изменения силовых и точностных параметров процесса зажима прутка в цанговом ЗМ с затяжной цангой приведены на рис.4.27. При массе привода $m_1 \rightarrow 0$ и массе заготовки $m_3 \rightarrow 0$ влияние закона движения в основном сказывается на изменении сил трения в коническом сопряжении цанги со шпинделем. В этом случае зависимость $T = f(n_{рн})$ имеет нарастающий характер до определенных пределов, а затем возможно и уменьшение в результате существенного влияния удельных давлений и перекосов на коэффициент трения (рис.4.27,а). Анализ показывает, что в зависимости от закона движения и схемы патрона экстремальное значение силы T появляется при различных скоростях зажима. При высокой жесткости упругого звена $C_{зз}$ и привода $C_{пр}$ максимальное значение силы T смещается в сторону увеличения скорости зажима. То же самое происходит при выполнении зажимных элементов, неподвижных в осевом направлении, например, при использовании цилиндрической цанги [26, 30]. Влияние массы привода m_1 зависит в основном от закона движения, определяющего знак и величину ускорения, а значит направление и величину инерционных сил поступательно

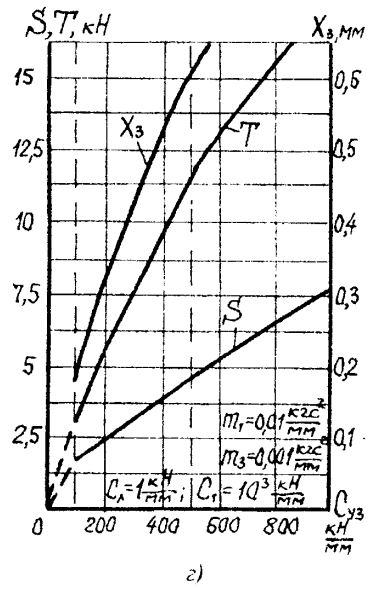
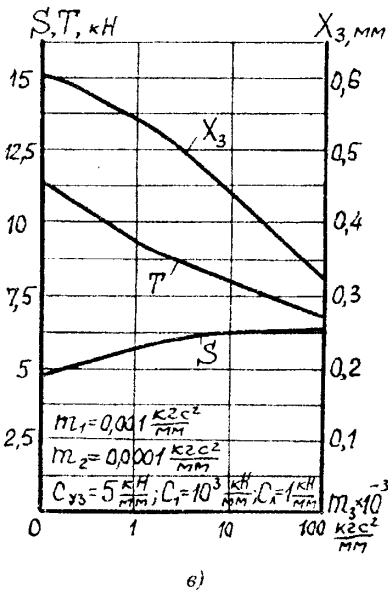
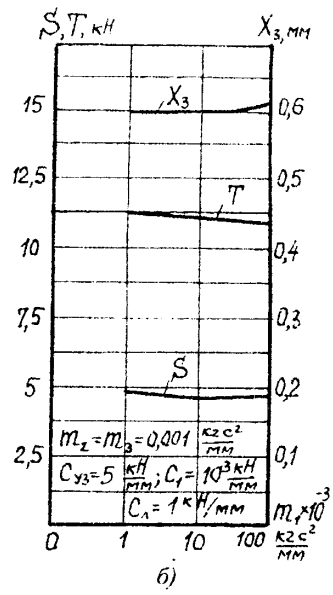
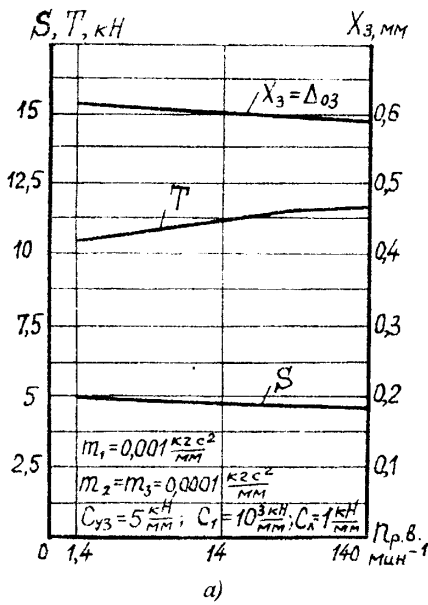


Рис. 4.27. Теоретические зависимости сил и перемещений в цанговом ЗМ с затяжной цангой от скорости зажима (а), масс привода (б) и прутка (в), жесткости упругого звена (з)

перемещающихся частей (рис.4.27,б). При увеличении массы прутка m_3 для патронов с затяжной цангой и дополнительной (при двойном зажиме) заметно снижается сила зажима (рис.4.27,в), так как появляются дополнительные силы сопротивления в результате действия сил инерции $P_n = m_3 \ddot{x}_3$ и трения (сцепления) между губками цанги и прутком $F_{23} = \mu_2 T$. При $P_{nn} > F_{23}$ возникают потери силы зажима. Так как сила сцепления F_{23} может иметь различный знак по отношению к движению цанги, то в конечный момент зажима возникает скачкообразное движение, что подтверждается экспериментами. Влияние жесткости упругой системы Пр-П-Д проявляется только в динамике. В этом случае с увеличением жесткости C_{np} или C_{yt} с учетом скорости распространения упругой деформации сила зажима растет (рис.4.27,г).

4.5. Экспериментальные исследования процесса подачи и зажима прутка

Экспериментальные исследования процесса разжима-упора-поддачи-зажима оправок и прутков проводились с целью уточнения разработанных динамических моделей и математических моделей существующих и новых механизмов, включали статические и динамические испытания сил, напряжений и перемещений в лабораторных и производственных условиях на установках, специально созданных стендах и на работающих токарных автоматах и токарно-револьверных станках.

4.5.1. Экспериментальные исследования процесса подачи прутка

Статические испытания механизма подачи прутка заключались в измерении отжатий упора под действием регулируемой силы и измерения перемещения торца прутка в процессе медленной ступенчатой подачи (с помощью наладочного привода). Динамические испытания механизма подачи прутка в производственных условиях включали: осциллографирование процесса подачи прутка на автоматах, производящих товарные детали; измерение длин деталей, обработанных без подрезки торца; измерение припуска на подрезку торца обрабатываемых деталей в следующей после подачи прутка позиции шпиндельного барабана.

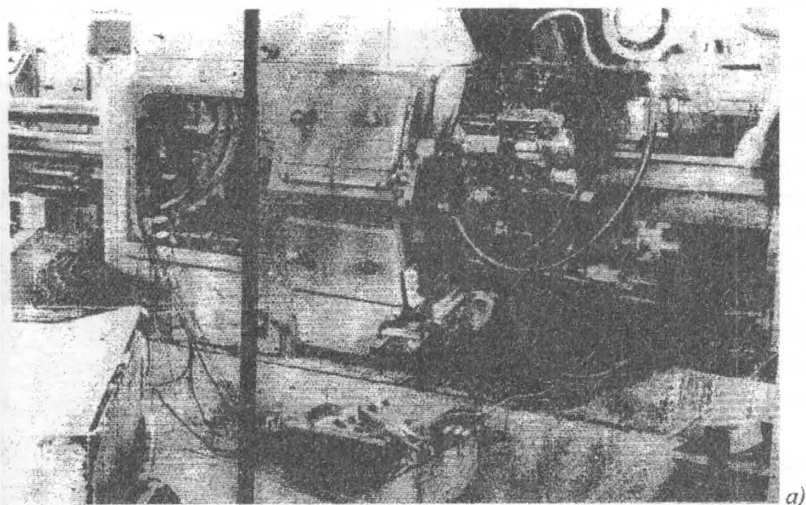
Для измерения перемещений прутка и упора использовались бесконтактные вихретоковые и индуктивные преобразователи, изготовленные

согласно рекомендациям и справочным данным, приведенным в работах [1, 5, 10]. В большом диапазоне измеряемых перемещений (10...15 мм) перемещение прутка в начале записывалось с точностью 0,2...0,5 мм, а при приближении к упору и в процессе соударения с ним – с точностью около 0,01...0,05 мм. При амплитуде луча 50...100 мм это позволило записать процесс приближения к упору и соударения с одним датчиком с необходимой на каждом этапе точностью. Для измерения сил и ускорений использовались тензометрические преобразователи. При осциллографировании на МТА мод.1А240-6 (рис.4.28,а) измерялись (рис.4.28,б): перемещения упора x_u , прутка x , ползуна подачи x_{np} , силы на вилке подачи P_n и на пружине ползуна P_{np} , ускорение рычага упора a_1 . Изменяемыми факторами были: масса прутка (по мере выработки); сила сцепления подающей цанги с прутком (предварительно измерялась динамометром); конструкция упора; натяжение пружины ползуна; длины подачи.

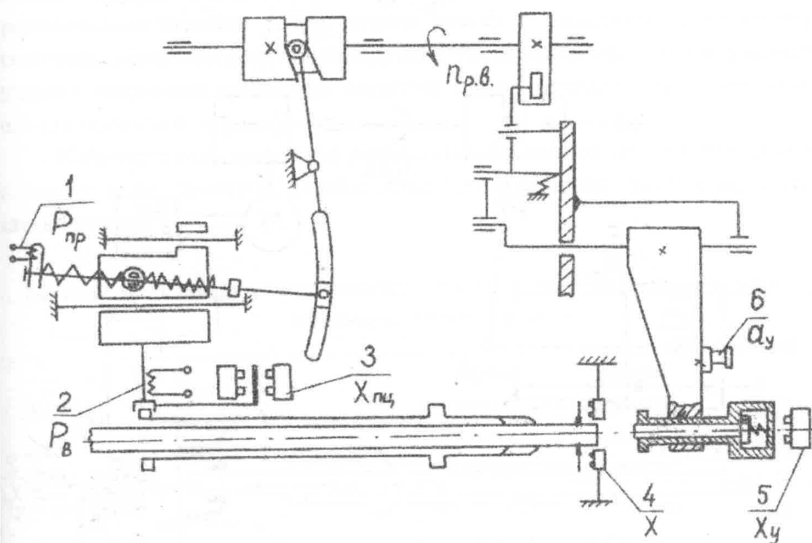
На автоматах, производящих товарную продукцию, измерялись длина деталей, обработанных без подрезки торца, и фактический припуск на подрезку торца для каждой детали с точностью 0,05...0,1 мм. Изменяемыми факторами были: длина прутка (по мере его выработки); сила сцепления подающей цанги с прутком; конструкция механизма подачи прутка; длина подачи и диаметр прутка.

Динамические испытания механизма подачи прутка производились и в лабораторных условиях на специально разработанном стенде (рис.4.29,а) [16, 29]. Изменяемыми параметрами на стенде (рис.4.29,б) являлись: перемещение прутка x , упора (подвижной x_o и неподвижной x_u части), трубы подачи x_{nt} ; сила на пружине P_{np} ; ускорение рычага упора a_y . Изменяемыми факторами были: частота вращения распределительного вала n_{PB} ; масса прутка m ; сила натяжения пружины ползуна P_{np} ; конструкция упора.

Статические и динамические испытания механизма подачи прутка МТА мод.1А240-6 в производственных условиях показали, что из-за низкой жесткости упора, которая при малых силах отжатия (0,4...0,8 кН) составляет 1,7...1,8 кН/мм и 3,7...4,8 кН/мм при нагрузках свыше 1 кН, невозможно получить необходимой точности подачи даже при очень малых скоростях встречи прутка с упором. Причиной низкой жесткости является поворот качающейся оси в плоскости, перпендикулярной зеркалу шпиндельного блока. Предложенная модернизация упора с переводом качающейся оси на двухопорную существенно повысила его жесткость особенно при малых силах. При усилки $\sum \Delta l$ 1,9 кН отжатия уменьшились с 0,7...0,75 мм до 0,28 мм, т.е. в 2,5.

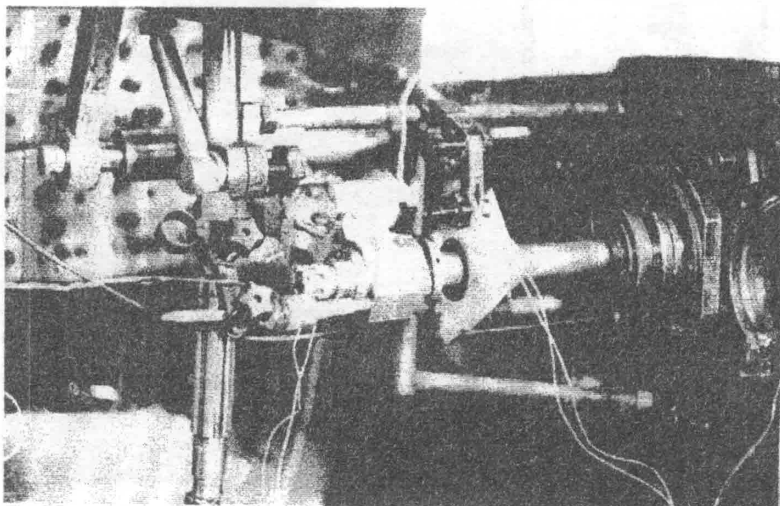


a)

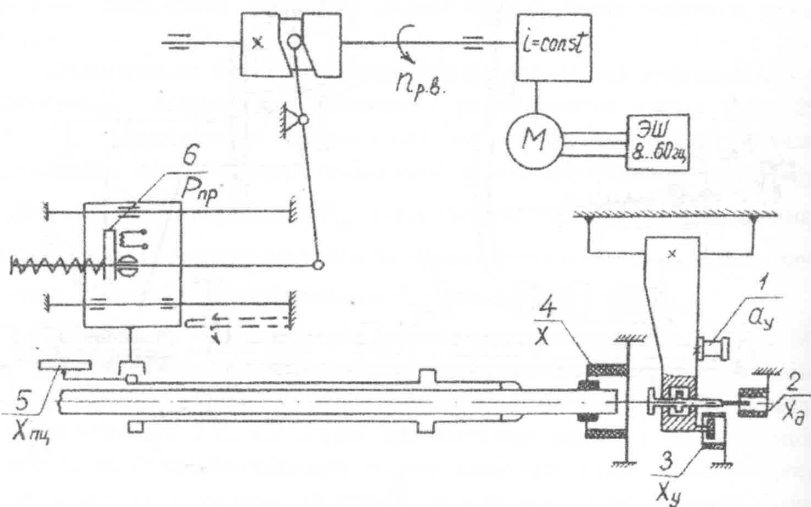


б)

Рис. 4.28. Вид на МТА мод. 1А240-6 (а) при осциллографировании процесса подачи прутка в производственных условиях и схема (б) размещения датчиков силы (1, 2), перемещений (3-5) и ускорения (6)



a)



б)

Рис. 4.29. Рабочая зона стенда (а) при осциллографировании процесса подачи прутка и схема (б) размещения датчиков ускорения (1), перемещений (2-5) и силы (6)

раза. При этом жесткость оказалась практически постоянная во всем диапазоне изменения нагружающей силы и составила около 6,8 кН/мм.

Осциллографирование процесса подачи прутка на МТА мод. 1А240-6 с обычным упором подтвердило наличие значительных динамических и статических отжатию упора, достигающих 0,6...0,9 мм и выше. При этом отскок и колебания прутка с упором достигает 2...4 мм, а процесс затухания колебаний до уровня 0,3...0,5 мм длится 0,1...0,2 с. Применение демпфирующего упора и дополнительной опоры оси упора качественно изменяет характер соударения прутка с упором резко уменьшая (до 0,1...0,35 мм) его динамические и статические деформации (рис.4.30).

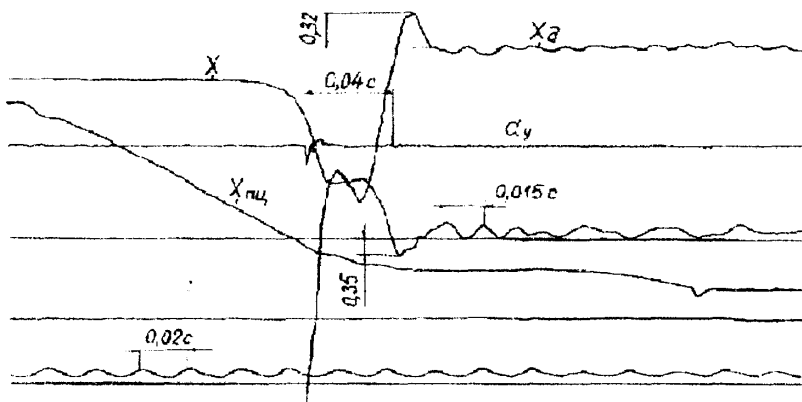
Как показали результаты измерений длин деталей при установке упругих вилок и демпфирующих упоров, разброс длин уменьшился до 0,5...1 мм для полной выработки прутков на одном упоре, а среднее квадратическое отклонение ($\sigma = 0,2$ мм) стало в 6.7 раз меньше.

Сравнение результатов исследований на модели и экспериментальных данных дает качественное подтверждение особенностей работы механизма подачи прутка: наличие ударов и толчков в приводе; значительные динамические отжатию упора; отскок прутка и дополнительная его подача; изменение характера соударения прутка с демпфирующим упором; уменьшение влияния подающей цапги при введении предварительно натянутого звена на выходе привода и др.

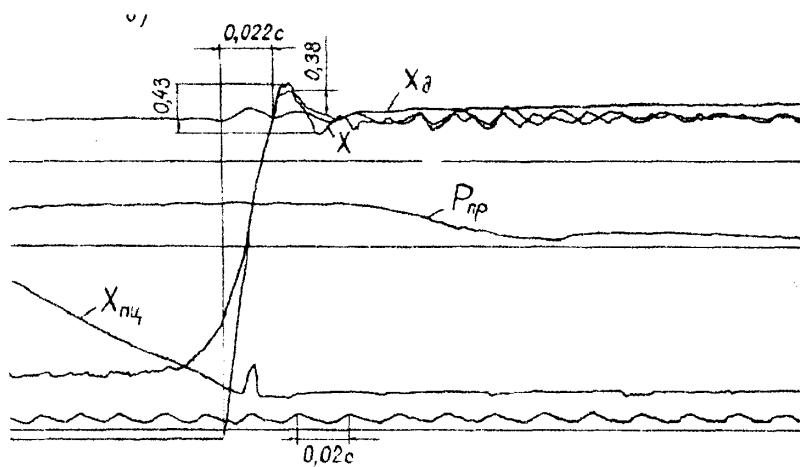
Количественно сравнение результатов исследований в производственных условиях и на принятой модели (табл.4.5) показывает достаточную степень адекватности.

Таблица 4.5. Сравнение теоретических и экспериментальных исследований механизма подачи прутка

Динамические отжатию упора, мм		Время между ударами в приводе, с		Отскок прутка, мм		Время между 2-мя соударениями при отскоке, с		Время торможения на демпфирующем упоре, с		Частота колебаний упора, Гц	
теор.	эсп.	теор.	эсп.	теор.	эсп.	теор.	эсп.	теор.	эсп.	теор.	эсп.
0,8	0,9	0,03	0,04	1,8	2	0,08	0,07	0,05	0,06	100	80
1.1	1,1	0,1	0,2	7,6	5	0,12	0,1	0,07	0,1		



а)



б)

Рис. 4.30. Осциллограммы процесса подачи прутки механизма подачи с демпфирующим упором (а – одно отверстие постоянного сечения клапана, $m = 22$ кг, $n_{рв} = 0,38$ об/с; б – два отверстия постоянного сечения клапана, $m = 22$ кг, $n_{рв} = 0,25$ об/с)

При определении времени торможения на демпфирующем упоре в эксперименте использовался упор с постоянным сечением отверстий в поршне, а при моделировании с форсирующим клапаном. Динамические исследования механизма подачи прутка с демпфирующим упором различных конструкций на стенде еще раз подтвердили выводы теоретического исследования об эффективности работы демпфирующего упора с форсирующим клапаном в широком диапазоне кинетической энергии подаваемого прутка (до 1000 раз и более).

Типичные осциллограммы процесса подачи длинного прутка ($m = 22$ кг) для демпфирующих упоров с различными характеристиками (рис.4.30) показывают, что при наличии клапана и одного демпфирующего отверстия постоянного сечения наблюдается остановка прутка (рис.4.30,а), что свидетельствует о захлопывании клапана и резком увеличении силы торможения на демпфере. Для такого же упора с двумя отверстиями постоянного сечения остановка длинного прутка не наблюдается (рис.4.30,б), что свидетельствует о плавном закрытии клапана (без захлопывания). Соответственно изменилось время торможения на демпфирующем упоре (с 0,04 с до 0,022 с). Сравнение некоторых параметров процесса торможения на демпфирующем упоре (табл.4.6) свидетельствует об удовлетворительной сходимости принятой динамической и математической моделей с реальной.

Таблица 4.6. Сравнение некоторых параметров торможения прутка демпфирующим упором (А.с. СССР №742040 и №904487)

№ п/п	Сравнительные параметры	Значения		Расхождение, %
		экспер.	модел.	
1.	Время торможения на демпфере, с	0,033	0,03	9,1
2.	Общее торможение упором, с	0,059	0,063	6,7
3.	Наибольшие динамические перемещения фиксирующей части упора при торможении, мм			
		– демпфером	1,68	1,85
	– фиксирующей частью	0,61	0,51	16,4

4.5.2. Экспериментальные исследования процесса зажима прутка

Экспериментальные исследования процесса зажима при невращающемся шпинделе проводились на специальном стенде (рис.4.31,а), собранном из узлов

автомата мод 1А240-6. Кинематика станда (рис.4.31,б) предусматривает отдельные приводы вращения распределительного вала (M_1) с частотами вращения $n_{PB} = 3,2; 13,8 (14); 27$ об/мин и шпинделя (M_2) с бесступенчатым регулированием частот от 0 до 3000 об/мин.

Для определения силы Q на вилке 7 (рис.4.32) наклеивались тензодатчики D_1 , а силы $P_{рыч}$ на рычажке – тензодатчики D_2 . Для определения и записи входной осевой силы S_{Σ} на трубе зажима 6 с диаметрально противоположных сторон в специально выфрезерованных пазах наклеивались тензодатчики D_3 . Тарировка датчиков D_1 и D_2 выполнялась вне станда, а датчиков D_3 – по осевой силе S_{Σ} , либо непосредственно на станде. Деформация Δf_y упругого звена в виде пакета тарельчатых пружин 5 измерялась тензодатчиком D_4 на упругой дугообразной балке и индикатором 3. Нормальные напряжения σ на лепестках зажимной цапги 8 измерялись с помощью датчиков D_5 , выведенных в мост с датчиками D'_5 . (на схеме не показаны), наклеенными на балансировочную балку тарировочного устройства. Осевые перемещения Δ_n головной части губки зажимной цапги замерялись с помощью тензобалки 12 с датчиком D_6 , а оправки Δ_{03} или цапгового динамометра – тензобалкой 15 с датчиком D_7 . Датчики D_6 и D_7 тарировались по индикаторам 14 и 16. Выходная радиальная сила зажима T_{Σ} измерялась по индикатору 13 с помощью цапгового динамометра 9 (А.с. СССР №219267), в котором деформации консольной балки передавались на тензобалку 11 с датчиком D_8 (рис.4.32 и 4.33,в). Цапговые динамометры (рис.4.33,а,б) были протарированы в призме по индикатору, измеряющему деформацию консольной балки. Определенному диаметру прутка, зажимаемому в цапге, соответствовали сменные вкладыши 4 (рис.4.33,а). Тарировка тензобалки 11 по силе T_{Σ} (рис.4.32), пропорциональной деформации упругой части корпуса динамометра 9, выполнялась на станде с дальнейшим пересчетом показаний по индикатору 13. Все датчики были выведены в мостовую схему с балансировочными датчиками такого же сопротивления; сигналы в них через усилитель 2 с источником питания 1 записывались на осциллографе 17. регулировка ЗМ на требуемую силу зажима выполнялась гайкой 4, смещающей трубу зажима 6 по оси в ту или иную сторону (рис.4.32).

Результаты экспериментальных исследований (рис.4.34) при различных частотах вращения распределительного вала n_{PB} и отклонения диаметра Δd приведены в табл.4.7. Из табл. 4.7 видно, что с увеличением скорости зажима сила возрастает вследствие уменьшения сил трения в коническом сопряжении, что вызывает дополнительные перемещения цапги $x_2 = \Delta_n$ [26].

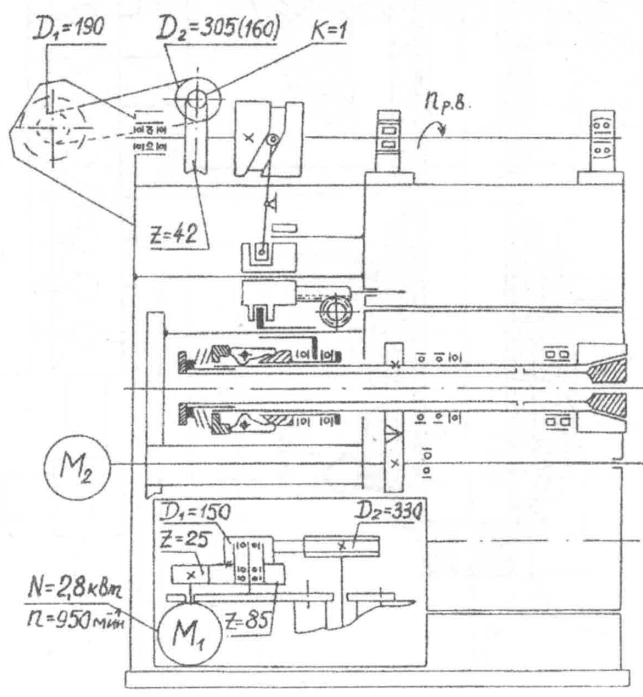
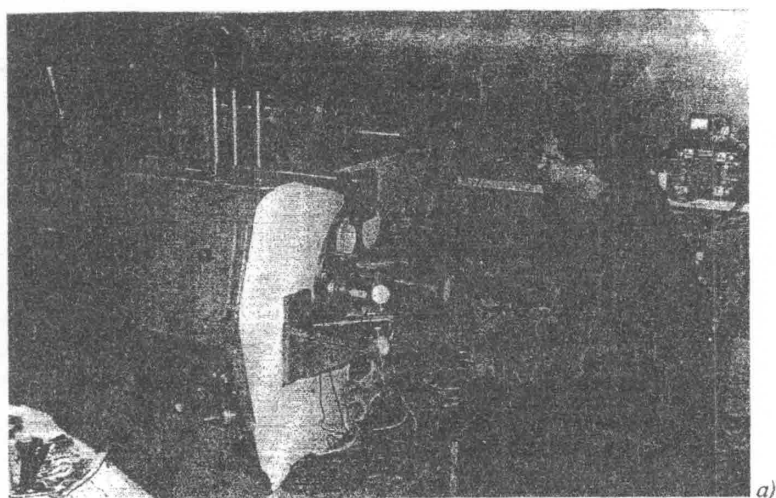


Рис.4.31. Общий вид (а) и кинематическая схема (б) стэнда для исследования динамической системы ЗМ в процессе зажима-разжима и при имитации сил резания

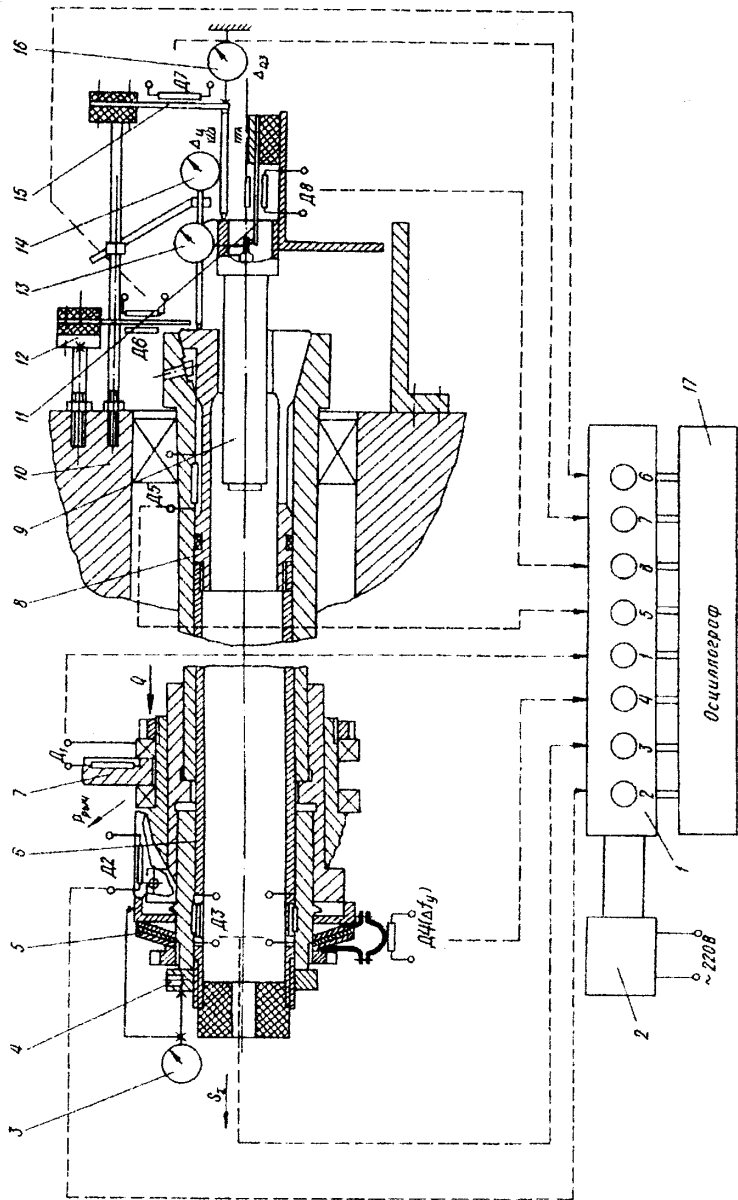
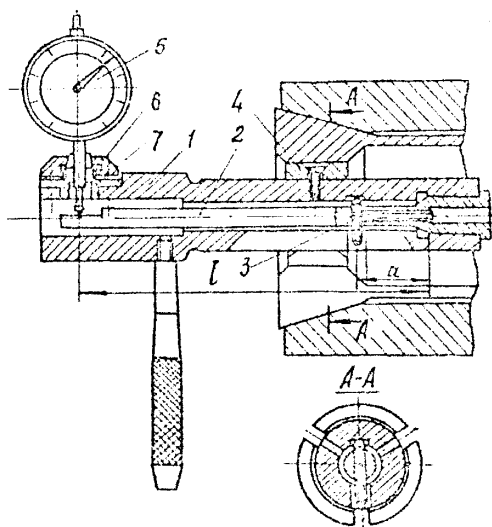
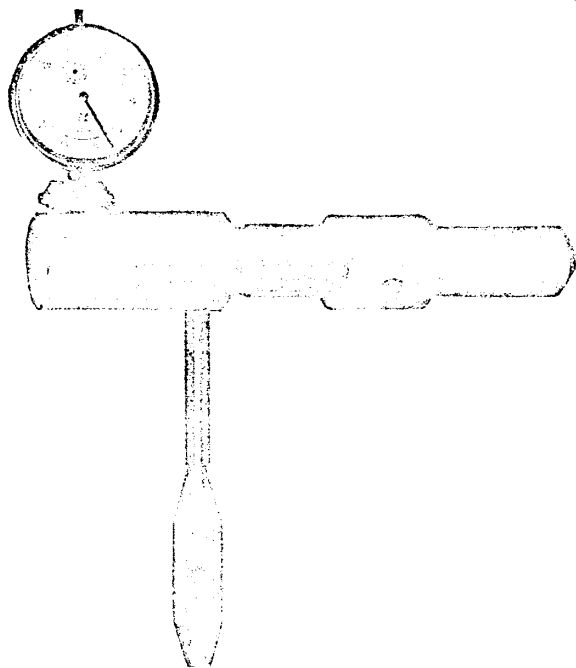


Рис.4.32. Схема записи процесса зажима прутка в цанговом ЗМ при неврацающем штифеле



a)



б)

Рис. 4 33. Конструкция (а), общий вид цангового динамометра (б) по А.с. СССР №219267 для регулировки и измерения радиальной силы зажима

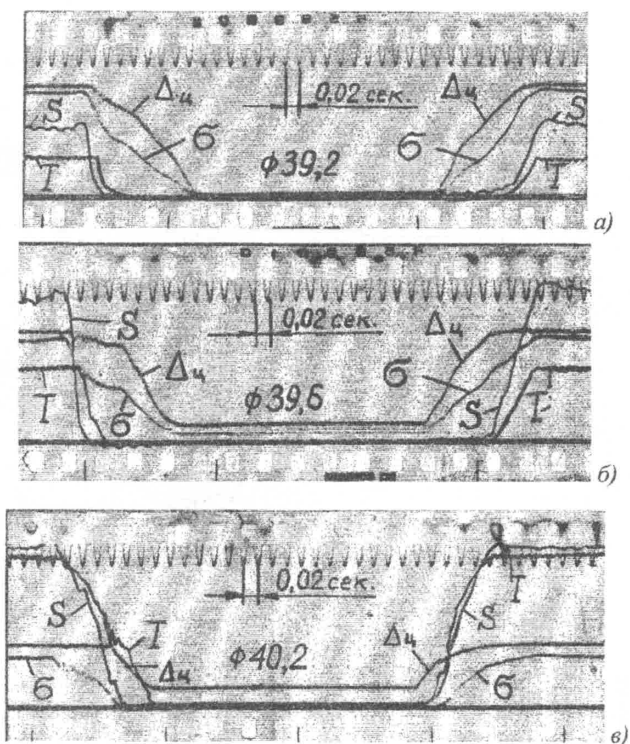


Рис. 4.34. Типовые осциллограммы процесса зажима прутка различного диаметра в цанговом ЗМ МТА мод. 1А240-6

Таблица 4.7. Основные результаты экспериментов и расчетов процесса зажима в ЗМ с затяжной цангой

Обороты, n_{PB} , об/мин	Изменяемый параметр	Диаметр прутка d , мм ($d_0 = 39,6$)					
		39,2	39,4	39,6	39,8	40,0	40,2
0	$k_n = k_{nc}$	0,68	0,75	0,8	1,1	1,4	1,65
3,2	T_{Σ} , кН	15,85	19,1	22,6	33,4	42,6	52
	S_{Σ} , кН	17,6	20,25	23,6	27,2	29,0	30,8
	k_n	0,9	0,945	0,96	1,23	1,47	1,69
	K'_p	1,34	1,27	1,2	1,12	1,04	1,015

Обороты, $n_{рв}$, об/мин	Изменяемый параметр	Диаметр прутка d , мм ($d_0 = 39,6$)						
		39,2	39,4	39,6	39,8	40,0	40,2	
3,2	$x_3 = \Delta_{II}$, мм	1,8	1,6	1,35	1,1	0,92	0,68	
	Нормальные напряжения, МПа	σ_p	30,8	34,8	46,5	46,7	49,8	53
		σ_k	354	329,5	306,5	278,5	257,5	238
		σ_c	132	123	132	141	149,6	164
		σ_{II}	211	189	164	142	124	104
		$\sigma_{км}$	366,8	342,8	320,5	298,7	273,8	249
13,6	T_{Σ} , кН	17,6	20,2	24,3	35,4	45,0	53,5	
	S_{Σ} , кН	18,0	20,6	24,0	27,6	29,4	31,0	
	k_n	0,96	0,99	1,01	1,28	1,5	1,72	
	K'_p	1,41	1,33	1,25	1,16	1,09	1,04	
	Δ_{II} , мм	2,00	1,77	1,57	1,33	1,11	0,90	
	Нормальные напряжения, МПа	σ_p	31	35,4	41,2	47,5	50,5	53,2
		σ_k	353,8	331	301,9	280,1	259,1	239,7
		σ_c	134,4	124,5	134,4	143,7	153,3	165,9
		σ_{II}	213	191	168	146	125	107
		$\sigma_{км}$	367	343,4	321,2	299,5	274,5	249,2
27	T_{Σ} , кН	18,6	21,8	26,0	37,4	46,5	56,0	
	S_{Σ} , кН	18,25	20,8	24,3	27,85	29,6	31,38	
	k_n	1,02	1,05	1,07	1,34	1,47	1,78	
	K'_p	1,50	1,41	1,32	1,22	1,12	1,08	
	Δ_{II} , мм	2,28	2,07	1,88	1,67	1,45	1,26	
27	Нормальные напряжения, МПа	σ_p	31,2	35,7	42	48	50,8	54,2
		σ_k	357,2	331,5	308,7	281,5	260	240,5
		σ_c	135,5	128	136	145	156	168
		σ_{II}	218	194	171	147	127	109
		$\sigma_{км}$	367,2	343,7	322	300	274,8	250,2

По разработанной методике были проведены также экспериментальные статические и динамические испытания 3М с гидравлическим приводом на токарно-револьверном станке мод. 1А341Ц [30]. На первом этапе исследовались силы и перемещения при постоянном давлении в пределах 0,8...2,0 МПа через 0,2 МПа и $\Delta d = 0...1$ мм. По результатам эксперимента построены характеристики зажима (перемещение трубы зажима x_1 и заготовки x_3 , сила проталкивания P_{np} и момент прокручивания M_{np}) в зависимости от Δd (рис.4.35). На втором этапе исследовалось взаимодействие характеристик зажима и определялось давление, необходимое для стабилизации каждой из исследуемых характеристик. В качестве примера на рис.4.35 представлены зависимости характеристик зажима при изменении диаметра закрепляемой оправки и $T_{\Sigma} = const *$.

Для определения относительных перемещений и углов поворота губок цанги на каждую из них были установлены на определенных радиусах датчики перемещений. Запись процесса производилась при невращающемся шпинделе. В качестве примера на рис.4.36 приведена типовая осциллограмма перемещения x_1 трубы зажима во времени. Пунктирной линией показано изменение радиальной силы зажима. Установлено также, что увеличение хода подающей цанги уменьшает быстродействие зажима. Уступ и впадина на графике $x_1 = f(t)$ характеризуют остановку (паузу) и откачку поршня с трубой зажима до тех пор, пока не произойдет набор прутка. Сравнение осциллограмм процесса зажима с теоретическими кривыми изменения сил и перемещений, полученными при решении системы дифференциальных уравнений процесса зажима на ЭВМ, показало, что для различных патронов расхождение не превышает 6...13%, что подтверждает достоверность разработанных математических моделей.

4.6. Анализ динамической жесткости системы патрон-деталь

Пруток, зажатый в цанговом патроне, при обработке из-за неравномерности круговой жесткости и снимаемого припуска получает дополнительные перемещения, характеризующие в общем балансе упругих отжатий динамическую жесткость системы П-Д. Если в статике суммарное отжатие составляет $y_{\Sigma} = y_c + y_m + y_n$, то в динамике:

$$y_{\Sigma D} = y_{\Sigma} + \Delta y_D = y_{\Sigma} + \Delta y_C + \Delta y_M, \quad (4.40)$$

*¹) Исследования выполнил Иванюк И.А. под руководством Кузнецова Ю.П.

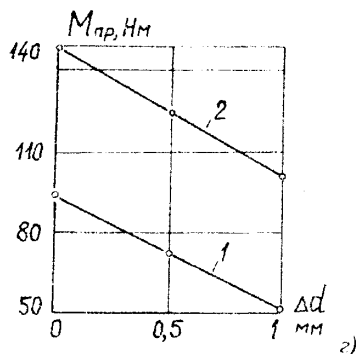
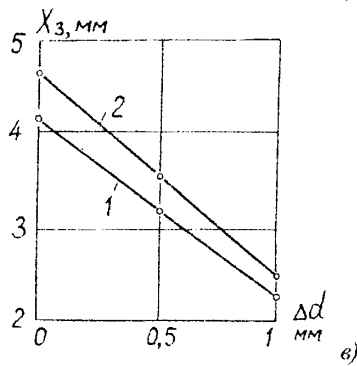
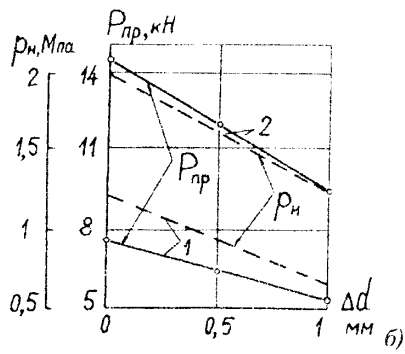
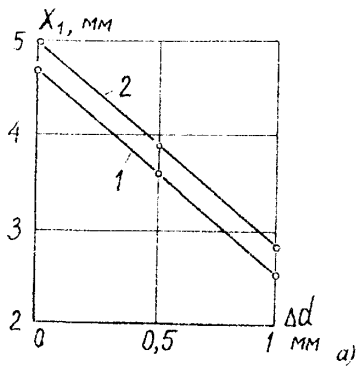


Рис. 4.35. Зависимости перемещений (а, в) и сил (б, з) в цанговом ЗМ с гидроприводом при $T_{\Sigma} = \text{const}$ и начальных давлениях настройки:

1 - $p_n = 1,2 \text{ МПа}$; 2 - $p_n = 2,0 \text{ МПа}$

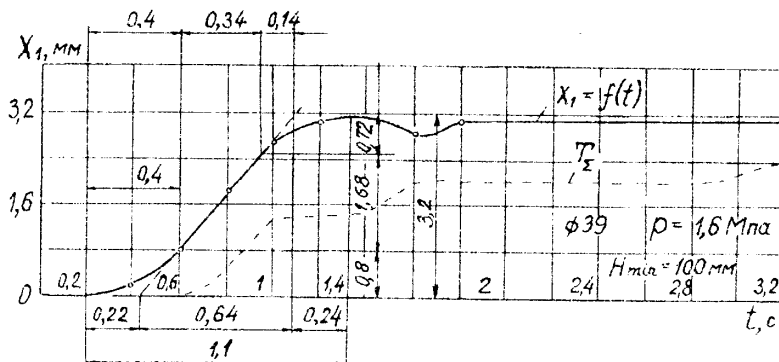


Рис. 4.36. Типовая осциллограмма процесса зажима заготовки ($\Delta d = 0$) в цанговом ЗМ с гидравлическим приводом

где Δy_c - динамическая составляющая отжатий от колебания радиальной силы резания $\Delta P_p = \Delta P_{p0} \cos \omega_3 t$, $\omega_3 = \omega z$ - частота поперечных колебаний прутка, ω - частота вращения шпинделя; $\Delta y_M = \Delta y_{\Pi} l_0$ - динамическая составляющая отжатий от колебания момента резания $\Delta M_p = \Delta M_{p0} \cos(\omega_3 t + \varphi_M)$ и изгибающего момента свободного конца длинного прутка $\Delta M_p = M_H$ (от собственного веса и центробежных сил).

Для оценки влияния прутка на динамическую жесткость системы П-Д, например, с затяжной цангой рассмотрим два случая консольного одноопорного закрепления короткого и длинного прутка.

Случай I.

При обработке детали из короткого прутка переносим силу P_p на линию оси упруго-фрикционного шарнира и добавляем момент $M_p = P_p l_0$ (рис.4.37). При заданных коэффициентах неравномерности радиальной и поворотной жесткостей патрона δ_{cp} , δ_{cn} их текущие значения по угловой координате: $C_{px} = C_p [1 + 2\delta_{cp} \cdot \cos(\alpha_{pz}/2) / (2 - \delta_{cp})]$; $C_{px} = C_{\Pi} [1 + 2\delta_{cn} \cdot \cos(\alpha_{pz}/2) : (2 - \delta_{cn})]$, а максимальные разбросы $\Delta C_p = 2C_p \delta_{cp} / (2 - \delta_{cp})$; $\Delta C_{\Pi} = 2C_{\Pi} \delta_{cn} / (2 - \delta_{cn})$. В результате возникает дополнительный припуск на обработку, определяемый неравномерностью радиальной (ΔC_p), поворотной ΔC_{Π} жесткости системы П-Д, неравномерностью жесткости суппорта (ΔC_{cyn}), отклонением от круглости прутка δd и его биением (эксцентricностью) Δ_p :

$$\delta y = \delta y_p + \delta y_M + \delta y_{cyn} + \frac{\delta d}{2} + \frac{\Delta_p}{2} = P_p \left(\frac{\Delta C_p}{C_p^2} + \frac{\Delta C_{\Pi} l_0}{C_{\Pi}^2} + \frac{\Delta C_{cyn}}{C_{cyn}^2} \right) + \frac{\delta d + \Delta_p}{2}. \quad (4.41)$$

Это приводит к разбросу силы резания с амплитудой $\Delta P_{p0} = P_{p_{\max}} - P_{p_{\min}}$ = $= B_p \left[(t + \delta y)^{y_p} - t^{y_p} \right]$; y_p - показатель степени; $B_p = C_p S_x k_p$ - постоянная часть в эмпирической формуле для силы резания.

Раздельно рассмотрим образование динамических составляющих Δy_c и Δy_M . При гармоническом воздействии силы $\Delta P_p = \Delta P_{p0} \cos \omega_3 t$ дифференциальное уравнение движения с учетом вязкого трения [7, 27, 43]:

$$\Delta \ddot{y}_c + 2n \cdot \Delta \dot{y}_c + p_c^2 \cdot \Delta y_c = \frac{\Delta P_{p0}}{m} \cos \omega_3 t, \quad (4.42)$$

решение которого даст

$$\Delta y_c = A_c \cdot \cos(\omega_3 t + \varphi_c), \quad (4.43)$$

где A_c - амплитуда колебаний динамической составляющей отжатий, равная:

$$A_c = \frac{\Delta P_{p0}}{m\sqrt{(p_c^2 - \omega_3^2) + 4n^2\omega_3^2}}, \quad (4.44)$$

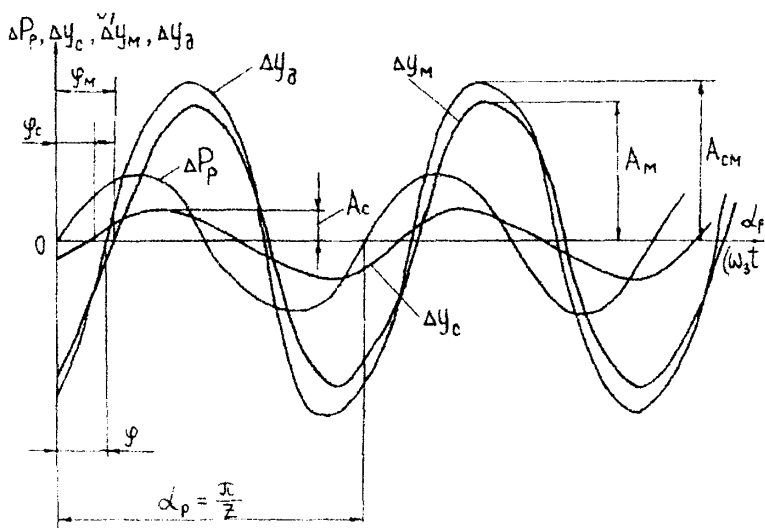
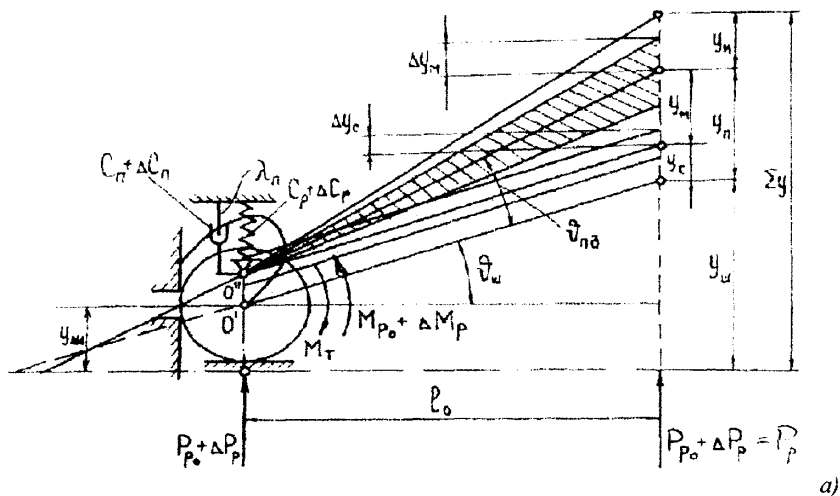


Рис. 4.37. Модель динамической жесткости системы П-Д (а) и колебания динамических составляющих отжатий короткого прутка от сил резания (б)

$p_c = \sqrt{C_p/m}$ - собственная частота колебаний; φ_c - фаза запаздывания перемещения по отношению к силе ΔP_p , равная

$$\varphi_c = \text{arctg} \frac{2m\omega_3}{p_c^2 - \omega_3^2}. \quad (4.45)$$

Так как непосредственное определение коэффициента n , характеризующего силы вязкого трения, затруднительно, то целесообразно в формулах для A_c и φ_c пользоваться коэффициентом поглощения энергии ψ_c или логарифмическим декрементом затухания δ_c из соотношений $\delta_c = 2\pi n/p_c$ и $\psi_c = 2\delta_c \omega_3/p_c$.

Таким образом, динамическая составляющая отжатий от силы ΔP_p :

$$\Delta y_c = \frac{\Delta P_{p_0} \cdot \cos(\omega_3 t + \varphi_c)}{m \sqrt{(p_c^2 - \omega_3^2) + \left(\frac{\delta_c P_c \omega_3}{\pi}\right)^2}} = \frac{\Delta P_{p_0} \cdot \cos(\omega_3 t + \varphi_c)}{m \sqrt{(p_c^2 - \omega_3^2) + \left(\frac{\psi_c P_c^2}{2\pi}\right)^2}}, \quad (4.46)$$

При действии момента $\Delta M_p = \Delta M_{p_0} \cos(\omega_3 t)$ дифференциальное уравнение поворота с учетом момента сухого трения M_T [7, 27]:

$$J_{II} \Delta \ddot{\theta}_{II} + C_{II} \cdot \Delta \dot{\theta}_{II} + M_T \cdot \text{sign} \Delta \dot{\theta}_{II} = \Delta M_p \cos \omega_3 t, \quad (4.47)$$

где $J_{II} = m p_0^2$ - момент инерции прутка относительно точки О.

Разделим на J_{II} , введем обозначения $C_{II}/J_{II} = p_w^2$; $M_T/C_{II} = a_w$; $\Delta M_{p_0}/C_{II} = A_0$ и получим

$$\Delta \ddot{\theta}_{II} + p_w^2 \cdot \Delta \dot{\theta}_{II} + a_w \cdot \text{sign} \Delta \dot{\theta}_{II} = A_0 \cos \omega_3 t. \quad (4.48)$$

Предложим, что в моменты $t = 0, 2\pi/\omega_3, 4\pi/\omega_3, \dots$ угловые смещения $\Delta \theta_{II} = A_M$, а при $t = \pi/\omega_3, 3\pi/\omega_3, \dots$ - $\Delta \theta_{II} = -A_M$.

Рассмотрев поворот в течении одного полупериода $0 \leq t \leq \pi/\omega_3$ и решив уравнение (4.48), получим

$$\Delta \theta_{II} = A_M \cdot \cos(\omega_3 t + \varphi_M), \quad (4.49)$$

где A_M - амплитуда колебаний угла поворота, равная

$$A_M = \frac{\sqrt{A_0^2 - \left[a \frac{P_M}{\omega_3} \left(1 - \frac{\omega_3^2}{P_M^2} \right) g \frac{\pi P_M}{2\omega_3} \right]^2}}{\left| 1 - \omega_3^2 / P_M^2 \right|}, \quad (4.50)$$

а фазовый угол сдвига

$$\varphi_M = \text{arctg} \frac{\varphi_M}{2\pi(1 - \omega_3^2/P_M^2)}. \quad (4.51)$$

Отсюда получим

$$\Delta y_M = \Delta \vartheta_{\Pi} l_0 = A_M l_0 \cos(\omega_3 t + \varphi_M). \quad (4.52)$$

Если считать $p_c = p_M = p$, $\psi_c = \psi_M = \psi$, $\varphi_c = \varphi_M = \varphi$, то суммарная амплитуда колебаний будет (рис.4.37,б):

$$A_{CM} = A_C + A_M l_0, \quad (4.53)$$

а суммарное приращение динамического отжатия:

$$\Delta y_D = A_{CM} \cdot \cos(\omega_3 t + \varphi), \quad (4.54)$$

или

$$\Delta y_D = \frac{\Delta P_{p_0}}{m \sqrt{\left(p^2 - \omega_3^2\right) + \left(\frac{\psi_c P_c^2}{2\pi}\right)^2}} + \frac{\sqrt{\left(\Delta P_{p_0} l_0\right)^2 - \left|a p \omega_3 - \left(1 - \frac{\omega_3^2}{p^2}\right)\right\} \left\{g \frac{\pi p}{2\omega_3}\right\}^2}}{\left|1 - \frac{\omega_3^2}{p^2}\right| \cdot \cos(\omega_3 t + \varphi)}, \quad (4.55)$$

Резонансные участки могут определится графически или аналитически по коэффициенту динамичности $\beta_D = A/A_0$. Необходимо стремиться проектировать ЗМ таким образом, чтобы частота собственных колебаний p_3 превышала вынужденные ω_3 .

При обработке коротких штучных деталей с $l_{II}/d \leq 1$ анализ устойчивости динамической системы П-Д следует выполнять по составляющей Δy_C , при обработке длинных деталей из прутка – по Δy_M , так как $\Delta y_M \gg \Delta y_C$, а выражение для Δy_D (формула 4.55) громоздкое.

Случай II.

При обработке длинного прутка (длина L_{II}) без дополнительной поддержки в подающей трубе основной составляющей является угловой поворот его $\Delta \vartheta_{II}$ при следующих допущениях: вес прутка сосредоточен в центре тяжести; пруток жесткий вне зоны резания; сила P_p направлена противоположно весу G . На вращающийся пруток относительно центра шарнира O (рис.3.38) с одной стороны будет действовать момент сил резания $M_p = M_{p_0} + \Delta M_{p_0} \cos(\omega_3 t + \varphi)$, а с другой стороны момент неуравновешенного свободного конца $M_{II} = (G + F_{II} \cos \omega t)(L_{II}/2 - l_0)$, смещенного в центре тяжести на величину $y_{II} \approx (L_{II}/2 - l_0)(\vartheta_{III} + \vartheta_{II})$, где $F_{II} = m y_{II} \omega^2$ - центробежная сила.

Представим момент M_{II} следующим образом:

$$M_{II} = M_{IIc} + M_{IIш} + M_{IIп}, \quad (4.56)$$

где $M_{шк} = mg(L_{II}/2 - l_0)$ - момент от веса прутка;
 $M_{шш} = m(L_{II}/2 - l_0)^2 \vartheta_{ш} \omega^2 \cos \omega t$ - момент центробежной силы из-за углового смещения шпинделя; $M_{пш} = m(L_{II}/2 - l_0)^2 \vartheta_{п} \omega^2 \cos \omega t$ - момент центробежной силы из-за углового смещения.

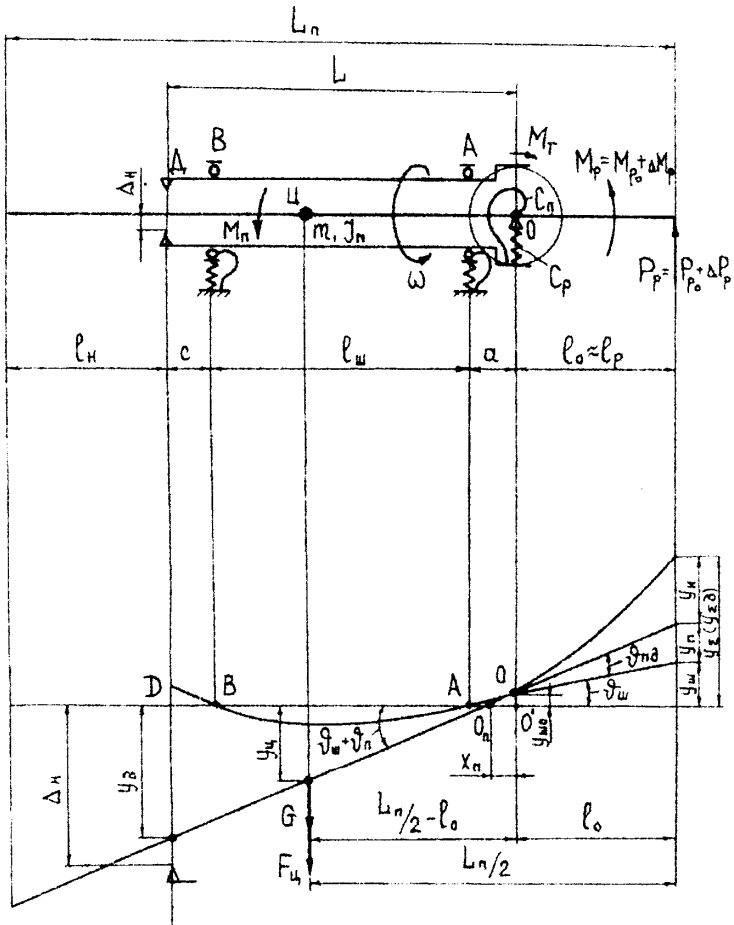


Рис. 4.38. Модель динамической жесткости системы П-Д при обработке длинного прутка

Так как $m(L_{II}/2 - l_0)^2 = J_n$ - момент инерции прутка относительно точки О, то $M_{шш} = J_n \vartheta_{ш} \omega^2 \cos \omega t$; $M_{пш} = J_n \vartheta_{п} \omega^2 \cos \omega t$. Для упрощения решения

при условии, что частота вращения шпинделя и прутка ω меньше частоты вынужденных колебаний от сил резания $\omega_3 = z\omega$ (z - количество зажимных элементов), примем средние значения $M_{иш}^* = 0,5J_{иш}\vartheta_{иш}\omega^2$ и $M_{пг}^* = 0,5J_{пг}\vartheta_{пг}\omega^2$. Выражение $0,5J_{пг}\omega^2 = E_{пг}$ представляет собой кинематическую энергию колебания прутка за 1/2 периода. Формула (4.56) с учетом выше изложенного примет вид:

$$M_{пг} = M_{пгс} + E_{пг}\vartheta_{иш} + E_{пг}\vartheta_{пг}. \quad (4.57)$$

Будем считать угол $\vartheta_{иш} = const$, так как амплитуда его колебаний значительно меньше амплитуды колебаний $\vartheta_{пг}$. В фрикционном шарнире патрона от осевой силы зажима будет действовать момент сухого трения:

$$M_T = M_{T_0} \text{sign} \dot{\vartheta}_{пг}, \quad (4.58)$$

где для патрона с затяжной цангой $M_{T_0} = F_{тп}R_T = S_{\Sigma}fR_{иш}/(\sin\alpha + f\cos\alpha)\cos\alpha$ (f - коэффициент трения в коническом сопряжении; $R_T = R_{иш}/\cos\alpha$ - радиус трения в условном шарнире; $R_{иш}$ - радиус отверстия в шпинделе).

Дифференциальное уравнение поворота прутка вокруг точки О с сухим трением в шарнире при гармоническом возбуждении будет:

$$J_{пг}\ddot{\vartheta}_{пг} + C_{пг}\vartheta_{пг} + M_{T_0} \cdot \text{sign} \dot{\vartheta}_{пг} = M_{p_0} + \Delta M_{p_0} \cos(\omega_3 t + \varphi) + M_{пг}. \quad (4.60)$$

Преобразуем (4.60) с учетом $M_{пг}$:

$$J_{пг}\ddot{\vartheta}_{пг} + (C_{пг} - E_{пг})\vartheta_{пг} + (M_{T_0} + M_{p_0} + M_{пгс} + E_{пг}\vartheta_{иш}) = \Delta M_{p_0} \cos(\omega_3 t + \varphi). \quad (4.61)$$

Введем обозначения $(M_{T_0} + M_{p_0} + M_{пгс} + E_{пг}\vartheta_{иш})/(C_{пг} - E_{пг}) = a$; $(C_{пг} - E_{пг})/J_{пг} = p^2$; $\Delta M_{p_0}/(C_{пг} - E_{пг}) = A_0$ и получим

$$\ddot{\vartheta}_{пг} + p^2\vartheta_{пг} - p^2[a + A_0 \cos(\omega_3 t + \varphi)] = 0. \quad (4.62)$$

Решение этого уравнения [7]

$$\vartheta_{пг} = C_1 \cos pt + C_2 \sin pt + a + \frac{A_0}{1 - \omega_3^2/p^2} \cos(\omega_3 t + \varphi). \quad (4.63)$$

Аналогично (4.50) получим амплитуду колебаний

$$A_M = \frac{\sqrt{A_0^2 - \left[a \frac{p}{\omega_3} \left(1 - \frac{\omega_3^2}{p^2} \right) \left(g \frac{\pi p}{2\omega_3} \right) \right]^2}}{\left| 1 - \omega_3^2/p^2 \right|}. \quad (4.64)$$

Таким образом текущий угол поворота прутка в патроне:

$$\vartheta_{пг} = a \left(1 - \cos pt - tg \frac{\pi p}{2\omega_3} \sin pt \right) + \frac{A_0}{1 - \omega_3^2/p^2} \cos(\omega_3 t + \varphi), \quad (4.65)$$

а отжатие от него в месте резания

$$y_{ИД} = \vartheta_{ИД} \cdot I_0, \quad (4.66)$$

и свободного конца в месте направляющего кольца (точка Д)

$$y_{ДД} = (\vartheta_{Ш} + \vartheta_{ИД}) \cdot L, \quad (4.67)$$

где L - расстояние от центра шарнира в патроне до направляющего кольца.

Если $y_{ИД} > \Delta_H$ (рис.4.38), то появляется дополнительная опора и характер колебания прутка изменяется.

Проанализируем систему П-Д с точки зрения появления колебаний, упростив выражение (4.64) в области, приближающейся к резонансу, когда

$$\lim_{\omega_3 \rightarrow p} \frac{P}{\omega_3(1 - \omega_3^2/p^2)} g(\pi p/2\omega_3) = -4/\pi : \quad (4.68)$$

$$A_M = \frac{\sqrt{A_0^2 - (4a/\pi)^2}}{|1 - \omega_3^2/p^2|}.$$

Из анализа формулы (4.68) можно сделать следующие выводы [27]:

1. Колебания прутка в месте резания возникают при $A_0 > 4a/\pi$, т.е. когда амплитуда возмущающего момента резания достаточно велика по сравнению с моментом трения:

$$\Delta M_{P_0} > \frac{4}{\pi} [M_{T_0} - (M_{P_0} + M_{ПС} + E_{П} \vartheta_{Ш})]. \quad (4.69)$$

2. Если выдерживается условие (4.69), то наличие сухого момента трения в шарнире при отсутствии дополнительной поддержки не ограничивает амплитуду колебаний прутка при резонансе, т.е. $\omega_3 \rightarrow p$, $A_M \rightarrow \infty$. Из первого вывода можно определить предельную неравномерность силы резания и жесткости системы П-Д, а также предельную длину обработки при заданных режимах резания и условии, что $M_{ПС} \rightarrow 0$ и $E_{П} \vartheta_{Ш} = M_{ИШ} \rightarrow 0$:

$$l_{\text{опред}} \leq \frac{4}{\pi} \cdot \frac{M_{T_0}}{P_{P_0} (\delta p_p + 4/\pi)}. \quad (4.70)$$

Из этого выражения следует, что предельная длина безвибрационной обработки уменьшается с увеличением силы резания P_{P_0} и ее неравномерности δp_p , вызванной факторами, представленными в формуле (4.41).

Из второго вывода могут быть намечены рекомендации по усовершенствованию ЗМ и способа поддержки прутка. Для исключения резонанса и осуществления процесса резания необходимо, чтобы $p > \omega_3$, т.е.

$$\sqrt{\frac{C_{П} - E_{П}}{J_{П}}} > \frac{\omega \tau}{2\pi}. \quad (4.71)$$

Отсюда можно найти поворотную жесткость патрона, при которой осуществляется устойчивый процесс обработки длинного прутка

$$C_{II} > \left(\frac{\omega z}{2\pi} \right)^2 J_{II} + E_{II}. \quad (4.72)$$

или

$$C_{II} > \omega^2 m \left(\frac{L_{II}}{2} - l_0 \right)^2 \left(\frac{z^2}{40} + 0,5 \right). \quad (4.73)$$

Если учитывать жесткость свободного конца прутка, то

$$C_{II} > \omega^2 m \left(\frac{L_{II}}{2} - l_0 \right)^2 \left\{ \frac{z^2}{40} + \frac{1}{2 \left(\frac{j_{II}}{m\omega^2} - 1 \right)} \right\}. \quad (4.74)$$

Из выражений (4.73) и (4.74) можно оценить влияние частоты вращения, параметров прутка и конструкции зажимного патрона на устойчивость процесса резания.

4.7. Экспериментальные исследования статических и динамических характеристик упругой системы патрон-деталь

Для выяснения значимости податливости каждого элемента упругой системы П-Д были измерены жесткости цанговых патронов с затяжной цангой МГА мод.1А240-6 и ТРС мод.1К341 [26]. Схемы замеров приведены на рис.4.39,а,е. На многошпиндельном токарном автомате мод.1А240-6 измерялись отжатия каленных оправок диаметром $d = 39,2; 39,6; 40$ мм при $d_0 = 39,6$ мм ($\Delta d = -0,4; 0; +0,4$ мм) и поворот цанги относительно шпинделя. Опыты выполнялись при настроенной радиальной силе зажима $T_z = 40$ кН для прутка диаметром $d = 39,6$ мм. От нагрузочного устройства через динамометр прикладывалась сила P_p , равная 2,5; 5,0; 10 кН на расстоянии $l_p = 100$ мм от торца цанги. По результатам замеров (рис.04.39,б-д) можно сделать следующие основные выводы, подтверждающие теоретические исследования. С увеличением осевой и радиальной сил зажима жесткость системы П-Д повышается вследствие увеличения натяга системы и уменьшения поворота губок цанги с прутком (рис.4.39,д), так как углы поворота прутка ϑ_{II} относительно шпинделя (рис.4.39,е) значительно больше углов поворота цанги ϑ_{II} (рис.4.39,з), угол конуса которого равен углу конуса шпинделя. Например,

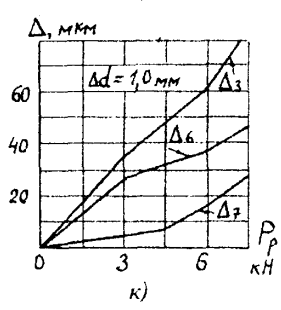
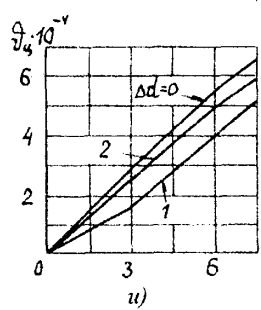
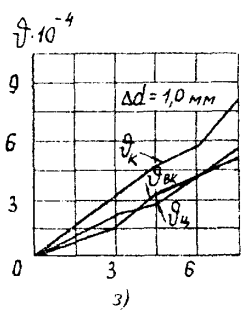
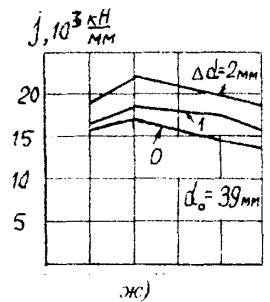
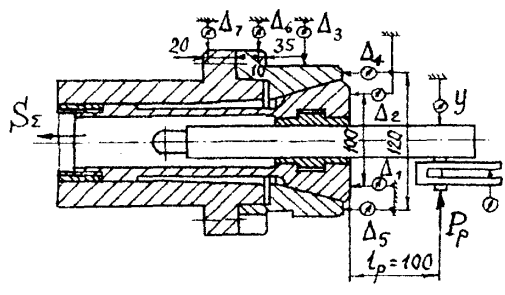
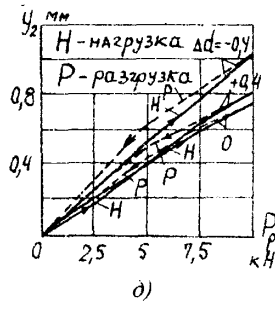
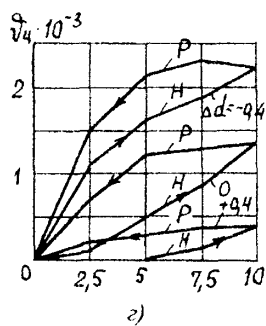
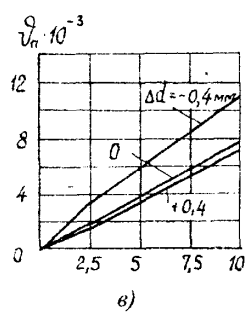
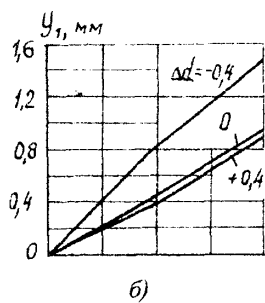
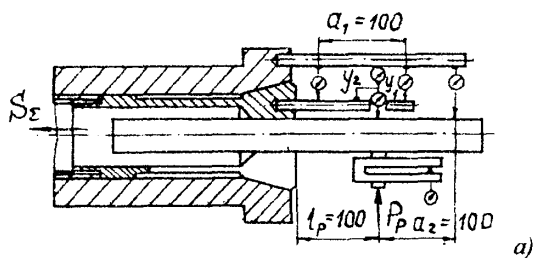


Рис. 4.39. Экспериментальные статические упругие отжатия элементов системы Ш-П-Д МТА мод. 1А240-6 (а-д) и ТРС мод. 1К341 (е-к)

для $\varnothing 39,6$ мм при $T_{\Sigma} = 40$ кН и $P_p = 10$ кН $\vartheta_{II} = 0,0078$ рад, а $\vartheta_{II} = 0,0013$ рад, т.е. в 6 раз больше. Это объясняется наличием, кроме упругих, пластических деформаций между прутками и цангой. Жесткость j_{Σ} , определенная экспериментально для $\varnothing 39,6$ мм, равна $11 \cdot 10^6$ Н/м, а подсчитанная для случая консольной балки с абсолютно жесткой заделкой – $81 \cdot 10^6$ Н/м, т.е. примерно в 7 раз выше. В то время жесткость, подсчитанная по формулам и методике, изложенной в п.3.11, равная $9,6 \cdot 10^6$ Н/м, т.е. близка к экспериментальной, но немного занижена (на 9%) что дает дополнительный запас надежности расчета.

Исследования жесткости упругой системы П-Д проводились также на станках мод.1К341 в сборочном цехе Бердичевского станкозавода «Комсомолец» (ныне ОАО «Беверс») с зажимаемыми оправками диаметрами 39...41 мм при $d_0 = 39,0$ мм ($\Delta d = 0...2$ мм). Сила P_p создавалась нагрузочным устройством, установленным в револьверной головке, и выбиралась равной 3...7,5 кН. По средним результатам измерений построены графики зависимости отжатий и углов поворота элементов патрона от силы P_p (рис.4.39,ж-к) при давлении масла в цилиндре зажима 1,2 МПа из которых видно, что наиболее податливым элементом является корпус патрона а не цанга, так как $\vartheta_K > \vartheta_{II}$ (рис.4.39,з,и). Угол поворота сменных вкладышей $\vartheta_{вк}$ примерно такой же, как и цанги ϑ_{II} (рис.4.39,з). Жесткость системы П-Д с увеличением нагрузки P_p до 3,0 кН увеличивается, а далее уменьшается (рис.4.39,ж). Это объясняется влиянием осевой силы S_{Σ} , создающей противодействующий момент. С увеличением S_{Σ} отжатия корпуса Δ_3 патрона несколько уменьшается за счет дополнительного натяга корпуса на конус шпинделя: при $P_p = 7,5$ кН и давлении масла в цилиндре 0,8 МПа $\Delta_3 = 0,1$ мм, в то время как при давлении масла в цилиндре 1.6 МПа $\Delta_3 = 0,08$ мм, т.е. на 25% ниже. Наименьший угол поворота цанги ϑ_{II} (рис.4.39,и) соответствует зажиму оправки $d = 40$ мм ($\Delta d = 1$ мм). С увеличением длины губок цанги жесткость зажима увеличивается, поэтому в ТРС мод.1К341 она выше на 20-25% чем у МТА мод.1А240-6, так как длина губки $b = 70$ мм вместо 45 мм.

Чтобы исключить влияние податливости корпуса токарно-револьверного станка, были замерены также отжатия прутков в 3-х цангах станка мод.1К341 на стенде в цельной втулке, имитирующей шпиндель. Оказалось, что жесткость зажима прутков $d = 39...41$ мм в цельной шпиндельной втулке, например, при $P_p = 3,0$ кН и $S_{\Sigma} = 30$ кН составляет $j_p = (20...30) \cdot 10^6$ Н/м, в то время, как на станке, где корпус патрона соединен со шпинделем конусом и тремя болтами,

для тех же значений P_p и S_{Σ} $j_p = (10...22) \cdot 10^6$ Н/м, т.е. примерно в 1,35 – 1,95 раза меньше.

В проведенных экспериментальных исследованиях опытных вариантов затяжных цанг коэффициент заделки β_j колеблется в пределах от 0,28 до 0,95, причем большие значения относились к зажиму заготовок диаметром равным или на 0,1 – 0,2 мм большим диаметра отверстия цанги, и к большим длинам губки [26].

При двухстороннем радиальном нагружении определялась зона нечувствительности z_0 , которая наряду с отжатыми, свидетельствует о демпфирующих свойствах системы П-Д [26]. Для замера отжатий прутка при двухстороннем нагружении изготовлено специальное устройство (рис.4.40). На кронштейне 1 (рис.4.40,а), установленном на направляющих токарно-револьверного станка и прижатом к ним, расположены по обе стороны шпинделя 10 нагрузочные устройства 2 и 8 с динамометрами сжатия соответственно 3 и 7. Угол нагружения α_p , определяющий положение прорези цанги 4 относительно линии действия силы P_p , изменялся поворотом шпинделя с оправкой 5. Изменение базы зажима b создавалось сменой вкладышей 9 с диаметром рабочего отверстия $d_0 = 27$ мм (по Н8). Отжатия заготовки на вылете l_p измерялись с помощью индикатора 6 относительно корпуса шпиндельной бабки. Таким образом, переменными величинами при испытаниях являлись : $b = 10...80$ мм; $P_p = 1,5$ кН; $\alpha_p = 0^\circ; 15^\circ; 45^\circ; 60^\circ; 15^\circ$; давление гидроцилиндра зажима $p = 0,4...2,0$ МПа; $l_p = 40...120$ мм; диаметры оправок $d = 27$ и 28 мм, что соответствует отклонению диаметра прутка от диаметра рабочего отверстия цанги $\Delta d = 0$ и 1 мм.

На рис.4.41,а представлена зависимость влияния давления p в гидроцилиндре зажима (т.е. силы S_{Σ}) на величину зоны нечувствительности z_0 . При отсутствии давления, но при безззорном обхвате заготовки зажимными губками среднее значение z_0 составляет 0,16 мм, в то время как при $p = 0,4$ МПа – 0,1 мм, т.е. в 1,6 раза меньше, а при $p = 0,8$ МПа – 0,07мм, т.е. в 2,3 раза меньше. При увеличении давления от 0,8 до 1,6 МПа z_0 снижается до 0,04 мм, а от 1,6 до 2,0 остается почти неизменным. Это значит, что в патроне все зазоры выбраны и с точки зрения жесткости зажима, например, для токарно-револьверного станка мод. 1К341, минимально допустимым является давление $p = 1,6$ МПа, что соответствует осевой силе затяжки $S_{\Sigma} = 30$ кН.

Таким образом, жесткость системы П-Д имеет предельное значение при определенной силе зажима S_{Σ} , выбирающей люфты и увеличивающей площадь

контакта в месте зажима. Это подтверждается также тем, что угол поворота оси прутка ϑ_{II} вследствие затянутых стыков и малых контактных сближений от действия изгибающего момента $M_{II} = P_p l_p$ остается примерно постоянным даже после $p = 1,2$ МПа (рис.4.41.б).

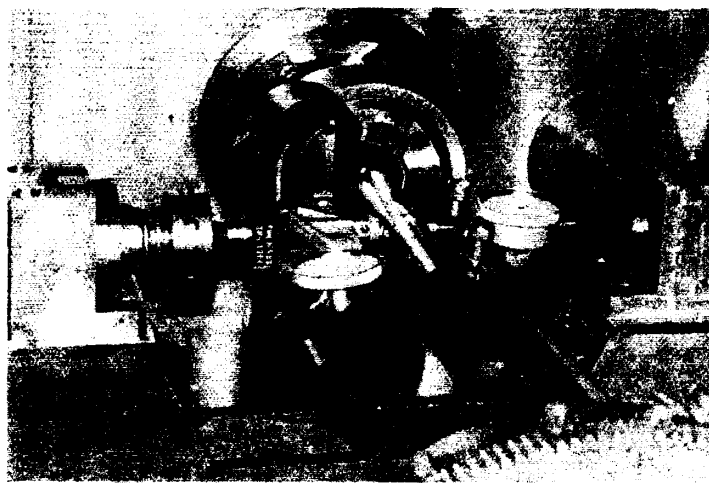
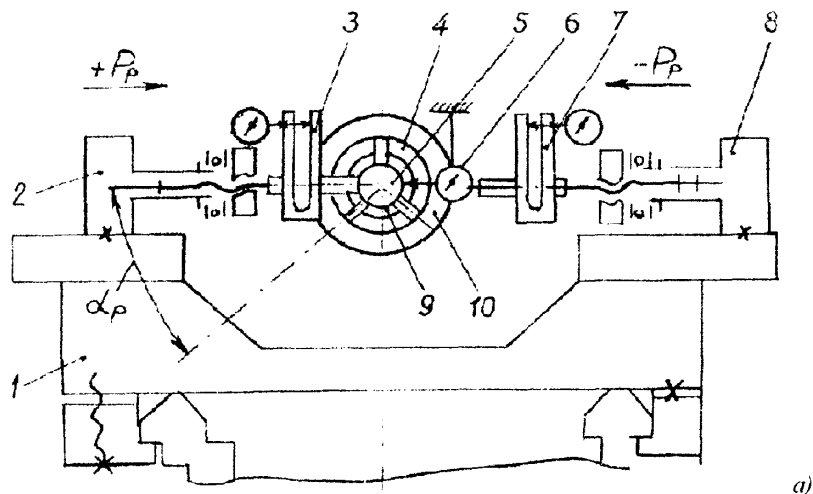


Рис.4.40. Схема нагружения (а) и общий вид (б) двухстороннего нагрузочного устройства для определения диаграммы отжатий системы П-Д

контакта в месте зажима. Это подтверждается также тем, что угол поворота оси прутка ϑ_{II} вследствие затянутых стыков и малых контактных сближений от действия изгибающего момента $M_{II} = P_p l_p$ остается примерно постоянным даже после $p = 1,2$ МПа (рис.4.41,б).

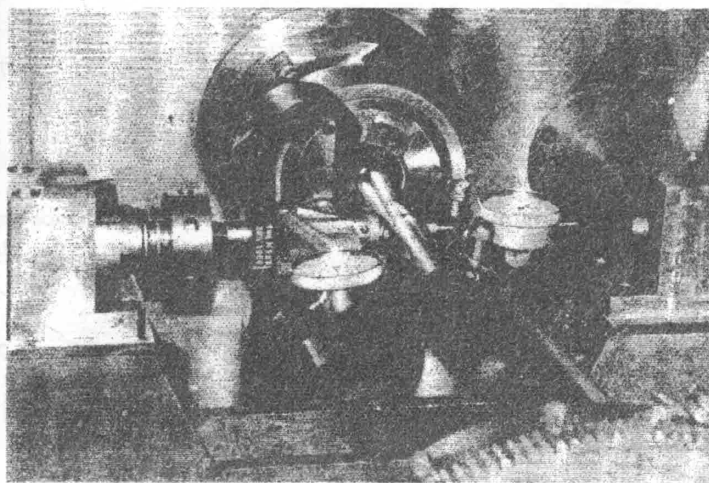
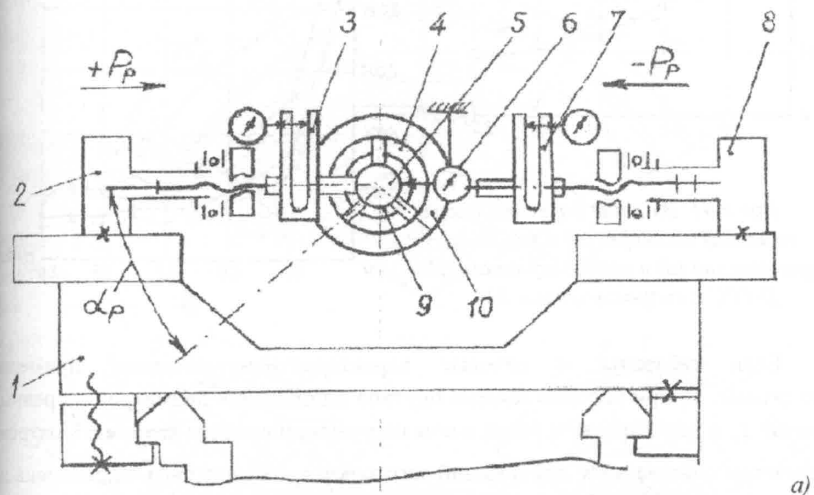


Рис.4.40. Схема нагружения (а) и обций вид (б) двухстороннего нагрузочного устройства для определения диаграммы отжатий системы П-Д

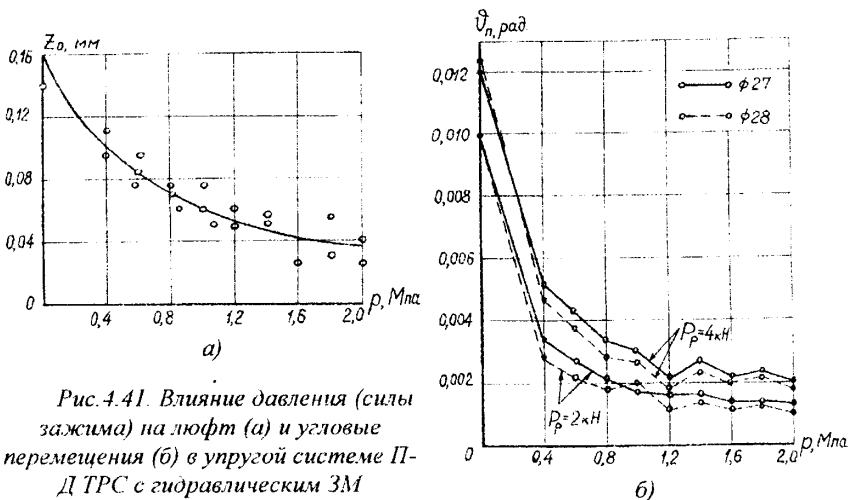


Рис. 4.41. Влияние давления (силы зажима) на люфт (а) и угловые перемещения (б) в упругой системе П-Д ТРС с гидравлическим ЗМ

Если габариты и силовые характеристики патронов примерно одинаковые, то при условии зажима прутков одинаковых диаметров на равных вылетах l_p и двустороннем радиальном нагружении средняя жесткость патрона за вычетом собственных деформаций заготовки y_H может быть определена по формуле:

$$C_{CP}^P = 0,5 \left(\frac{P_p}{y_1 - y_H} + \frac{|-P_p|}{y_2 - y_H} \right) = \frac{P_p (y_1 + y_2 - 2y_H)}{(y_1 - y_H)(y_2 - y_H)}, \quad (4.75)$$

где y_1 , y_2 - соответственно суммарное отжатие заготовки под действием силы $+P_p$ и $-P_p$.

О поворотной жесткости патрона можно судить по углу поворота ϑ_1 оправки под действием момента $M_H = P_p l_p$, а среднее значение определять по формуле:

$$C_{CP}^M = 0,5 \left(\frac{M_H}{\vartheta_1 - \vartheta_0} + \frac{|-M_H|}{\vartheta_2 - \vartheta_0} \right) = \frac{P_p l_p (\vartheta_1 + \vartheta_2 - 2\vartheta_0)}{(\vartheta_1 - \vartheta_0)(\vartheta_2 - \vartheta_0)}, \quad (4.76)$$

где ϑ_1 , ϑ_2 - соответственно суммарные угловые смещения оправки под действием момента $+M_H = P_p l_p$ и $-M_H = -P_p l_p$; ϑ_0 - собственный угол поворота оправки в продольном направлении.

Для определения характера распределения отжатий при различном угле приложения α_p силы P_p были проведены замеры и подсчитана неравномерность круговой жесткости. На рис.4.42,а-в приведены диаграммы

отжатый при различных базах зажима, а на рис.4.42,з,д – зависимости отжатый от угла α_p на вылете $l_p = 80$ мм.

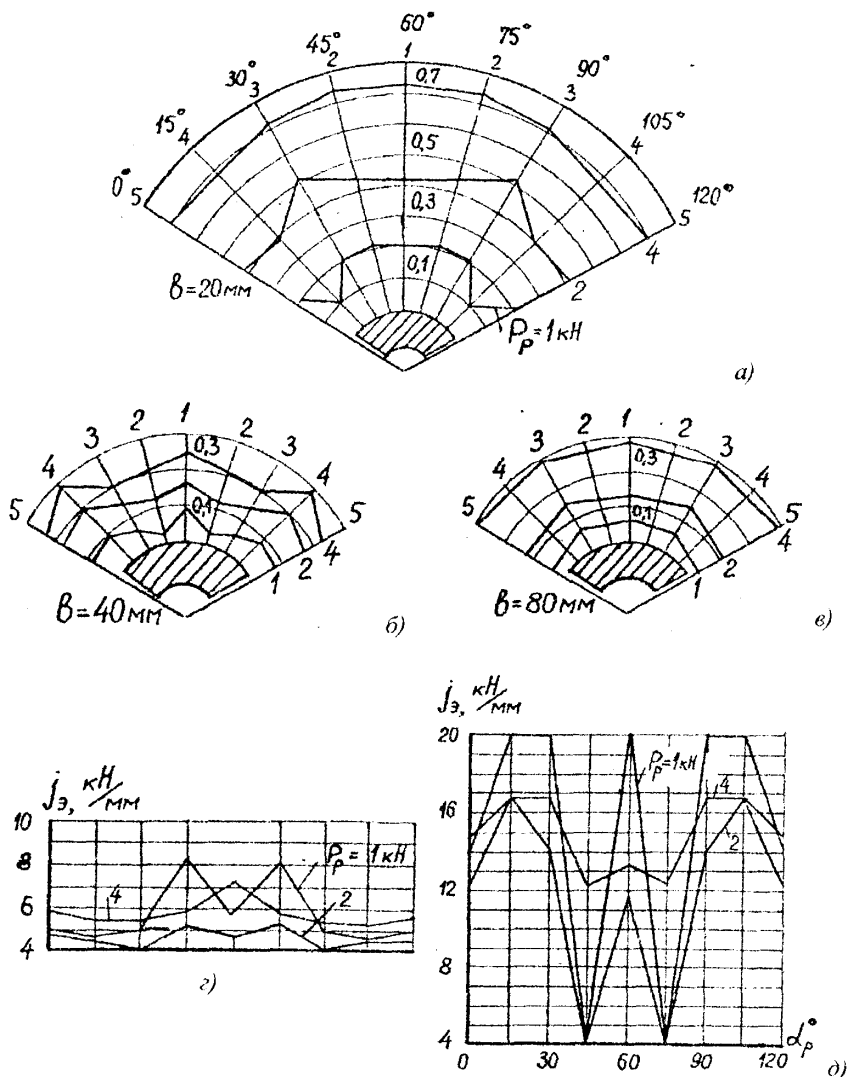


Рис.4.42. Влияние угла и величины нагружения на круговую жесткость упругой системы П-Д в ЗМ станка мод. 1А340Ц

Анализируя результаты замеров, можно отметить следующее: с увеличением базы зажима направление максимального отжатия идет от середины к кромкам губки цанги, увеличивается площадь контакта оправки по средним образующим губки, а у кромок возникает врезания губок в заготовку и радиальная жесткость начинает падать. Наибольшая неравномерность жесткости наблюдается при малых нагрузках и вылетах, так как не полностью выбираются зазоры. С увеличением базы одинарного зажима (ширины губки цанги b), как показали результаты изготовления деталей из прутка на токарно-револьверном станке, повышается точность обработки (отклонение от круглости δd , разброс диаметра ΔD , отклонение длины Δl после отрезки и разностенность отверстия Δt), причем существенно до $b = d = 40$ мм (рис.4.43,а-в).

Опытами по обработке детали на МТА мод.1А240-6 установлено, что при различной регулировке силовых характеристик цангового ЗМ на шести шпинделях некруглость δd разная и больше там, где меньше сила зажима, определяемая по моменту прокручивания M_{np} зажатой при регулировке каленной шлифованной оправки (рис.4.43,д). При увеличении силы зажима в 3 раза некруглость деталей уменьшилась примерно в 5 раз. О влиянии жесткости системы П-Д предельная безвибрационная глубина резания $t_{виб}$ и длина вылета обработки $l_{виб}$, как показали эксперименты на ТРС мод.1А340Ц [26, 30], зависит от отклонений диаметров обрабатываемого прутка и силы зажима (или давления зажима) (рис.4.43,е). Следовательно, увеличение жесткости системы П-Д расширяет зону устойчивости работы и позволяет повысить производительность обработки.

В зависимости от вылета обработки и снимаемого припуска профиль обработанной поверхности детали (рис.4.44,а) копирует диаграмму жесткости (рис.4.44,б). При замере некруглости δd в сечениях А-А, Б-Б и Г-Г обработанных деталей (рис.4.44,а) по мере выработки прутка на многошпиндельном токарном автомате оказалось, что с изменением длины прутка и способа его поддержки (рис.4.44,з) некруглость изменяется, она возрастает с увеличением вылета обрабатываемой детали (рис.4.44,б,в). Максимальная некруглость у деталей возникает дважды – при расположении свободного конца примерно в середине направляющих труб и в середине подающей трубы после выхода из направляющего кольца [26].

Демпфирующие свойства системы Ш-П-Д и ее элементов, выраженные через декремент затухания поперечных колебаний λ и коэффициент рассеивания (поглощения) энергии $\psi = 2\lambda$, определялись экспериментально двумя способами [26, 28]: 1) статическим нагружением, предполагающим

вычисление площади петли гистерезиса диаграммы отжатий, равной работе демпфирующих сил за один цикл колебаний; 2) замером свободных затухающих колебаний при единичном набросе-сбросе нагрузки.

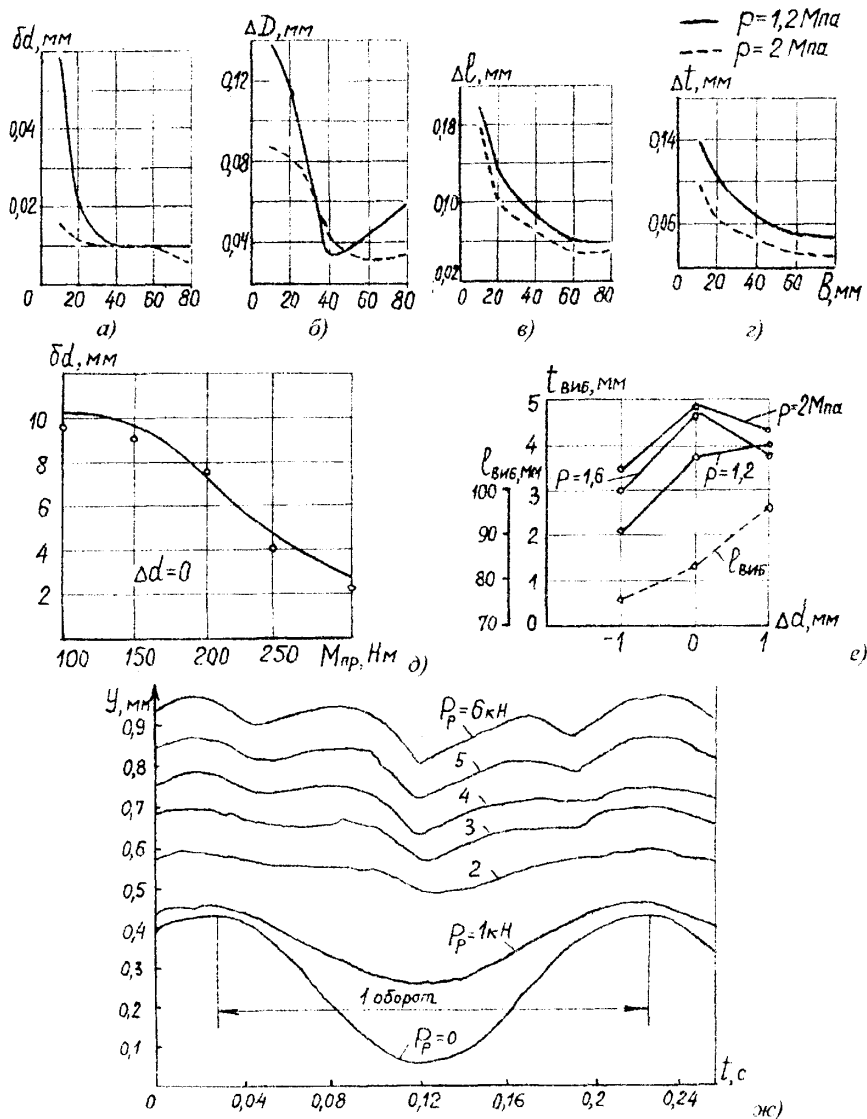


Рис. 4.43. Влияние характеристик и параметров цангового ЗМ на точность (а – д) и устойчивость резания (е) и системы Ш-П-Д (ж)

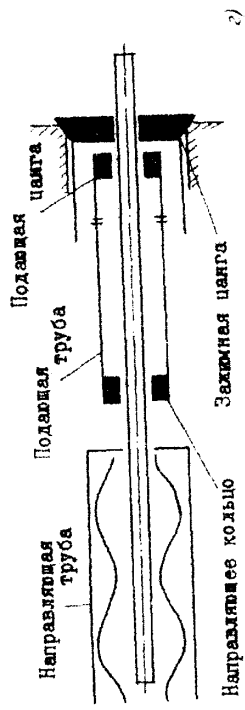
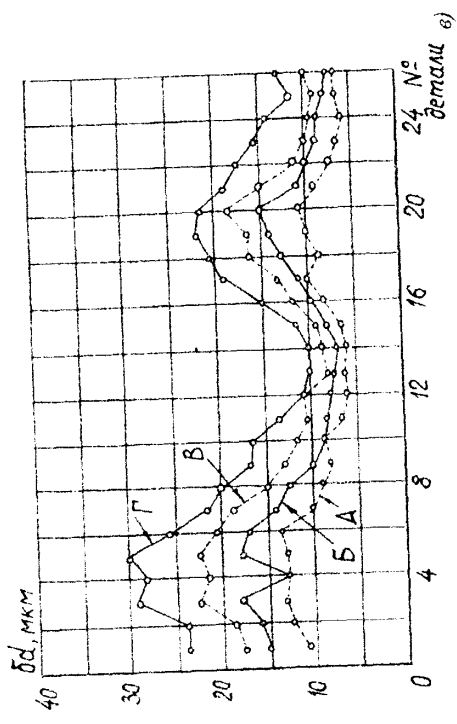
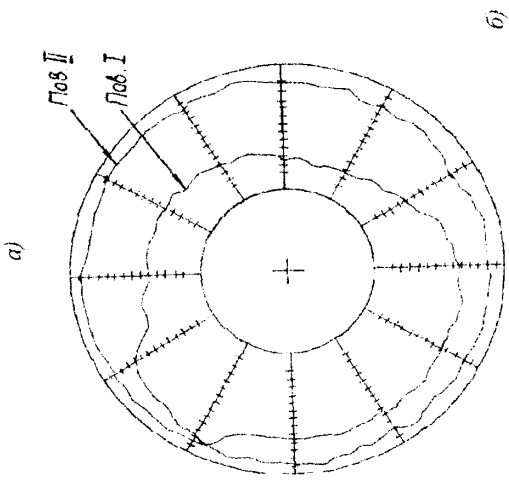
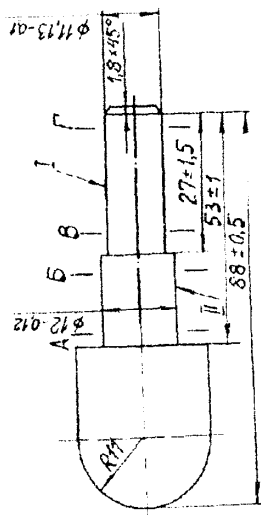


Рис. 4.44. Влияние длины прутка на точность обработки деталей на многошпиндельном токарном автомате мод. 1А240-6

Первый способ использовался, например, в ЗМ с гидроприводом и затяжной цапгой [30] при построении диаграмм радиальных отжатий системы Ш-П-Д в ту и другую сторону (рис.4.45). Пример такой диаграммы показан на рис.4.45,а (для базы зажима $b = 20$ мм и 40 мм при давлении $p = 1,2$ МПа и вылете $l_p = 40$ мм). Из диаграммы видно, что она несимметрична и при увеличении базы зажима в 2 раза отжатия уменьшились примерно в 2,5 раза, а зона нечувствительности z_{02} в 6 раз меньше по сравнению с z_{01} . С увеличением базы зажима b отжатия уменьшаются до определенной величины, соответствующей оптимальному значению базы, а затем могут опять возрасть. Особенно резко отличаются отжатия y при больших значениях силы P_p . Аналогичная картина наблюдается и с величиной люфта z_0 , который резко уменьшается до $b = 40$ мм, а затем изменяется незначительно, оставаясь равным примерно 0,03...0,05 мм. Следует отметить, что для заготовки диаметром $d = d_0 = 27$ мм значение z_0 меньше (табл.4.8).

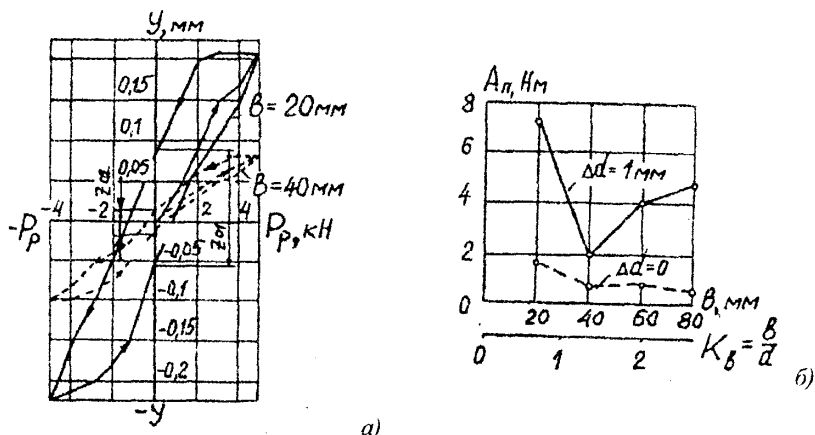


Рис. 4.45. Типовые диаграммы отжатий системы П-Д (а) и графики зависимости потерь работы (рассеивания энергии) в ней от базы зажима

Учитывая, что площадь эюры отжатия $y = y(P_p)$ (петли гистерезиса) численно равна работе, затрачиваемой на рассеивание энергии при упруго-пластических деформациях в зажимном патроне (рис.4.45,а), можно принять работу деформации A_{η} за критерий для определения коэффициента рассеивания ψ . Оптимальная база зажима b_{opt} может быть найдена по минимальной потере работы A_{η} и по минимальному коэффициенту (поглощения) рассеивания:

$\psi = A_{II}/A_n = (A_n - A_p)/A_n = 1 - A_p/A_n$, где A_n и A_p - работа при нагружении заготовки силой P_p и ее разгружении.

Таблица 4.8. Значение зоны нечувствительности (люфта) в системе Ш-П-Д

d , мм	Δd , мм	p , МПа	z_0 , мм при b , мм				
			10	20	40	60	80
27	0	1,2	0,38	0,20	0,06	0,06	0,05
		1,6	0,41	0,15	0,04	0,03	0,05
		2,0	0,31	0,12	0,04	0,03	0,03
28	1	1,2	0,4	0,15	0,025	0,05	0,05
		1,6	0,29	0,14	0,34	0,34	0,05
		2,0	0,25	0,10	0,02	0,04	0,05

На рис.4.45, б приведены графики зависимости A_{II} от базы зажима b для диаметров заготовки $d = d_0 = 27$ мм и $d = 28$ мм ($\Delta d = 1$ мм). Из графиков видно, что для $d = 28$ мм A_{\min} при $b = 40$ мм ($K_6 = b/d = 1,5$), а для $\Delta d = 0$ явного экстремума нет, так как при $b > 40$ мм A_{II} изменяется незначительно. Характерно, что для $\Delta d > 0$ значение A_{II} выше, чем при $\Delta d = 0$. Это объясняется наличием кромочных контактов и больших остаточных (пластических) деформаций особенно при взаимодействии зажимных элементов с заготовкой. Следует отметить, что коэффициент поглощения ψ в цанговых патронах имеет большие значения, особенно для $\Delta d > 0$ и малых значений $b < d$. Так, например, в цанговом патроне ТРС мод.1А341Ц с затяжной цангой при $\Delta d = 1$ мм и $b = 20$ мм ($K_6 \approx 0,7$) $\psi = 0,5...0,6$ ($\lambda = 0,25...0,3$), а для $b = 40$ мм ($K_6 \approx 1,4$) $\psi = 0,3...0,35$ ($\lambda = 0,15...0,17$), т.е. примерно в 2 раза меньше. Отсюда следует вывод, что цанговый патрон с заготовкой в системе Ш-П-Д может служить при определенных условиях демпфером (гасителем колебаний), особенно при обработке штучных заготовок.

С целью установления влияния силы резания на силу зажима в патроне с открытым силовым контуром были проведены экспериментальные исследования [31, 39] обточки образца 5 (рис.4.46,а), закрепленного в цанговом динамометре 4. Сила зажима T передавалась через шарики 1 лепесткам 2 динамометра и фиксировалась тензодатчиками 3, сигнал из которых через токосъемник 7 и усилитель 9 передавался на осциллограф 10. Динамометр дополнительно поддерживался в подшипнике 6 и центром 8, что исключало дополнительные помехи в процессе резания и записи этого процесса.

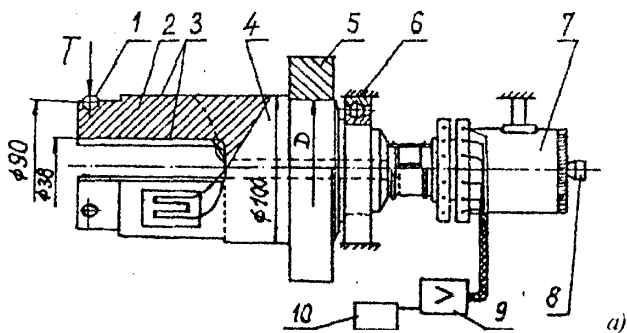


Рис. 4.46. Динамометр (а) и осциллограммы изменения радиальной силы зажима ($T_{\Sigma} = 10$ кН) при обтачивании заготовки $\phi 188$ мм ($P_z = 1$ кН), зажатой в трехкулачковом патроне, и вращающейся с частотой $n = 125$ об/мин (б) и $n = 1400$ об/мин

Типичные осциллограммы изменения суммарной силы зажима $T_{\Sigma} = zT$ представлены на рис. 4.46, б, в при начальной силе зажима $T_{\Sigma} = 10$ кН и составляющей силы резания $P_z = 1$ кН. На осциллограммах выделены следующие этапы: 1 – заготовка зажата и не вращается; 2 – начало вращения; 3 – участок разгона и снижения силы зажима из-за действия центробежных сил неуравновешенных кулачков патрона; 4 – подвод резца; 5 – резание при увеличении и колебании силы зажима; 6 – отвод резца; 7, 8 – торможение и

останов шпинделя. Результаты экспериментов подтвердили теоретические рассуждения, изложенные в [26, 31, 39].

Литература к главе 4

1. Александров Е.В., Соколинский В.Б. Прикладная теория и расчеты ударных систем. – М.: Наука, 1969. – 199 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов. – М.: Наука, 1965. – 776 с., ил.
3. Артоболевский И.И. Динамика машин с учетом упругости и переменности масс. – М.: Наука, 1965. – 236 с.
4. Аتماкин В.И., Клебанов М.К. Расчет динамических характеристик упругой системы револьверных станков. – Тр.КПТИ, 1974, вып. 7. Механика. Машиностроение. – с. 46-49.
5. Батуев Г.С., Голубков Ю.В., Ефремов А.К., Федосов А.А. Инженерные методы исследования ударных процессов. – М.: Машиностроение, 1977. – 240 с.
6. Баранчукова И.М. Управление параметрами прецессии оси вращения заготовки с целью повышения точности обработки на одношпиндельных револьверных автоматах. – В кн.: Самоподнастраивающиеся станки./ Под ред. Б.С. Балакшина, 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1967. – с. 288-310.
7. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. Учебн. пособие для вузов. – М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.
8. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. – 13-е изд., исправленное. – М.: Наука, Гл. ред. физ. – мат. лит., 1986. – 544 с.
9. Васильев Г.Н. Автоматизированный расчет и моделирование механизмов и узлов металлорежущих станков. – Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1978, вып. 298. – с. 41-45.
10. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. (ред. Совет В.Н. Челомей (пред.)). – М.: Машиностроение. – т.1. Колебания линейных систем (Под ред. В.В. Болотина), 1978. – 352 с.
11. 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.
12. Гильман А.И. Некоторые вопросы расчета зажимных устройств в динамических условиях. / Исследования в области станков и инструмента./ Саратов. политехн. ин-т, 1969. – Вып. 38, с. 166-173.

13. Гольдшмит В. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел. – М.: Стройиздат, 1965. – 448 с.
14. Демкин Н.Б. Контактное шероховатых поверхностей. – М.: Наука, 1970. – 227 с.
15. Джанпололадов К.П. Влияние расположения резца относительно заготовки на точность формы деталей. – Вестник машиностроения, 1963, № 5. – с. 17-19.
16. Дьяченко Ю.П. Исследование и разработка высокоточных и долговечных механизмов подачи прутка токарных автоматов. – Дис. ... канд. техн. наук, Киев, 1982. – 188 с.
17. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 184 с.
18. 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.
19. Зубов В.А., Лисицын В.Д. Динамика механизмов с упругими звеньями. – Л.: Машиностроение., 1971. – 162 с.
20. Инженерные методы исследования ударных процессов (Батцев Г.С., Голубков Ю.В., Ефремов А.А., Федосов А.А.). – 2-е изд. перераб. – М.: Машиностроение, 1977. – 240 с.
21. Кожевников С.Н., Гранаткин Ю.Г. Исследование влияния формы соударения тел на коэффициент восстановления скорости. – Теория механизмов и машин, 1971, вып. 11. – с. 3-7.
22. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. – К.: изд. АН УССР, 1961. – 186 с.
23. Котелевский В.Ю. Автоколебания в системах трения металлорежущих станков. – Саратов: Саратов. ун-т, 1973. – 144 с.
24. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Камбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
25. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 360 с.
26. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов. Дис. ... докт. техн. наук. – М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1984. – 515 с.
27. Кузнецов Ю.Н. Анализ динамической системы шпиндель-патрон-деталь токарного автомата. – Вестник машиностроения, 1990, № 8. – с. 42-47.
28. Кузнецов Ю.Н., Вачев А.А., Сидоренко В.И. Повышение динамического качества системы патрон-деталь проткового автомата. – Станки и инструмент. – 1987, № 12. – с.
29. Кузнецов Ю.Н., Дьяченко Ю.П. Методы улучшения динамических характеристик механизма подачи прутка. – Станки и инструмент. – 1984, № 11. – с.

30. Кузнецов Ю.Н., Иванюк И.А., Вачев А.А. Экспериментальные исследования зажимного механизма с гидроприводом. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1986, вып. 39. – с.
31. Кузнецов Ю.Н., Сяров С.П. Влияние процесса резания на характеристики зажима деталей в цанговых и кулачков патронов. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1981, вып. 29. – с. 44-52.
32. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 246 с.
33. 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.
34. Орликов М.Л. Динамика станков. – Учебное пособие для вузов. – К.: Выща школа, 1980. – 256 с.
35. Проскуряков К.И. Исследование и разработка методов повышения осевой точности цанговых патронов металлорежущих станков. - Дис. ... канд. техн. наук, Киев, 1981. – 185 с.
36. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. - М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
37. Рыжков Д.И. Вибрации при резании металлов и методы их устранения. – М.: Машгиз, 1961. – 172 с.
38. Рыжов Э.В. Контактная жесткость деталей машин. - М.: Машиностроение, 1966. – 195 с.
39. Сяров С.П. Исследование на силоните и контактните взаимодействия при установяване на заготовката в електромеханична система за металорежащи машини. – Дисс. ... канд. техн. наук. – София (НРБ), 1983. – 154 с.
40. Суховий Б.Ф., Захаренко С.А. О влиянии дополнительного зажима на точность вращения прутка. – Металлорежущие станки. – К.: 1979, вып. 7. – с. 73-76.
41. Торба В.В., Кузнецов Ю.Н. Определение оптимальной длины участка закрепления невращающегося прутка. – Вестник КПИ, серия Машиностроения. – К.: 1978, вып. 15. – с. 31-36.
42. Филимонов Л.В. Исследование точности обработки на прутковых автоматах фасонно-отрезного точения. – В кн.: Вопросы автоматостроения / Под ред. Шаумяна Г.А. – М.: Машгиз, 1959. – с. 123-192.
43. Филипов А.П. Колебания деформируемых систем. - М.: Машиностроение, 1970. – 736 с.
44. Шелковников И.Г. Использование энергии удара в процессах бурения. – Л.: Недра, 1977. – 159 с.

45. Шраер А.Б. Определение жесткости шпиндельных узлов токарных станков в зависимости от способа закрепления обрабатываемой детали. – В кн.: Прогрессивная технология машиностроения. – М.: Машгиз, 1951, вып. 1. – с. 376-389.
46. Ящерицын П.И., Рыжов Э.В., Аверченков В.И. Влияние жесткости на пооперационное копирование геометрической формы детали. – В кн.: Технологическая наследственность в машиностроении: Наука и техника. Минск, 1977. – с. 19-26.

ГЛАВА 5. ПРИНЦИПЫ СОЗДАНИЯ ЗАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ЗАДАНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

5.1. Иерархия и принципы оптимального проектирования зажимных механизмов

Многообразие требований к ЗМ, 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 ЗМ имеют единую структуру, включающую на различных уровнях 0–5 корневого дерева с множеством p вершин (рис.5.1) [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 ЗМ может составлять значительное число, что потребовало бы в ручном переборе десятки, сотни и даже тысячи лет. Поэтому задача автоматизированного проектирования ЗМ с применением ЭВМ является весьма актуальной [4, 13].

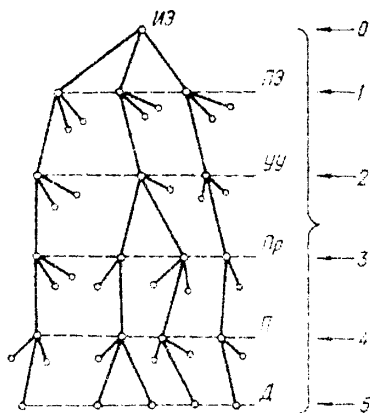


Рис. 5.1. Корневое дерево системы ЗМ

При проектировании ЗМ 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.5.2,а).

При рассмотрении системы ЗМ как объекта проектирования целесообразно распределять все переменные, характеризующие систему или имеющие к ней какое-либо отношение, на 3 множества (рис.5.2,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.).

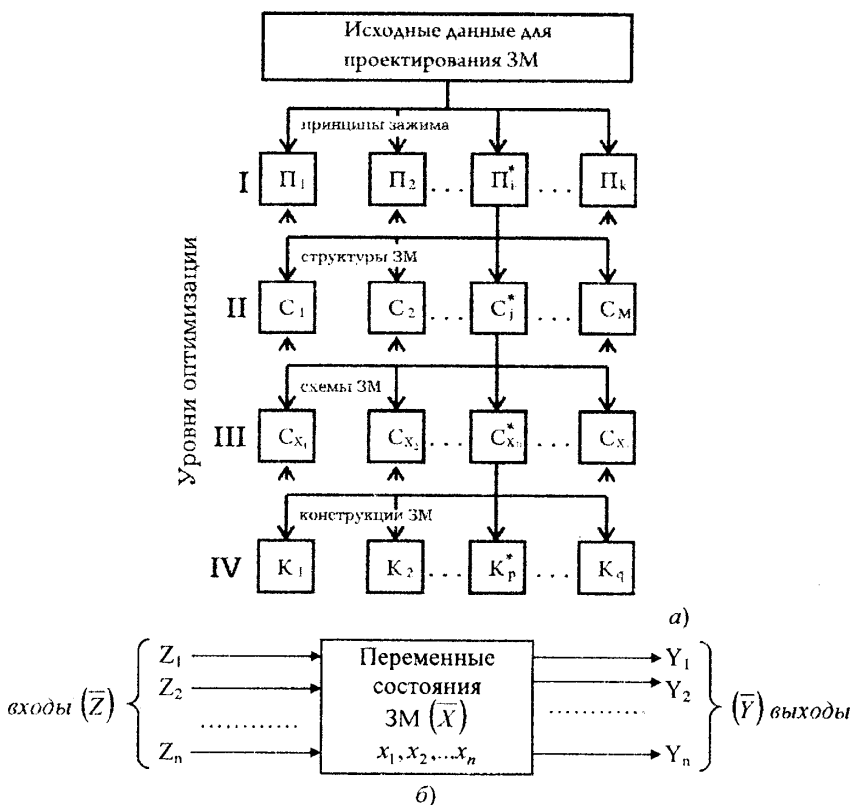


Рис. 5.2. Уровни оптимального синтеза (а) и множества параметров системы ЗМ (б)

Таким образом, система ЗМ 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 ЗМ 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 ЗМ [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 ЗМ (вектор множества выходных параметров Y).

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

Задача измерения - заданы параметры системы ЗМ (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 ЗМ или автоматически регулировать входную силу зажима.

Таблица 5.1. Типы задач при проектировании и исследовании ЗМ

Тип задачи \ Параметры	Параметры		
	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 на различных уровнях (рис.5.3) 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 ЗМ 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 ЗМ используют теорию графов – удобный и наглядный аппарат для моделирования структурных свойств системы ЗМ 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 ЗМ 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 ЗМ; разработка эксплуатационной документации с уточнением регулировочных данных, выбором методов диагностики и ремонта, а также необходимой для этого аппаратуры.

Процесс оптимального проектирования ЗМ 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. 5.3) зависимости от степени сложности решения задач является условным, и строгой границы между уровнями практически не существует

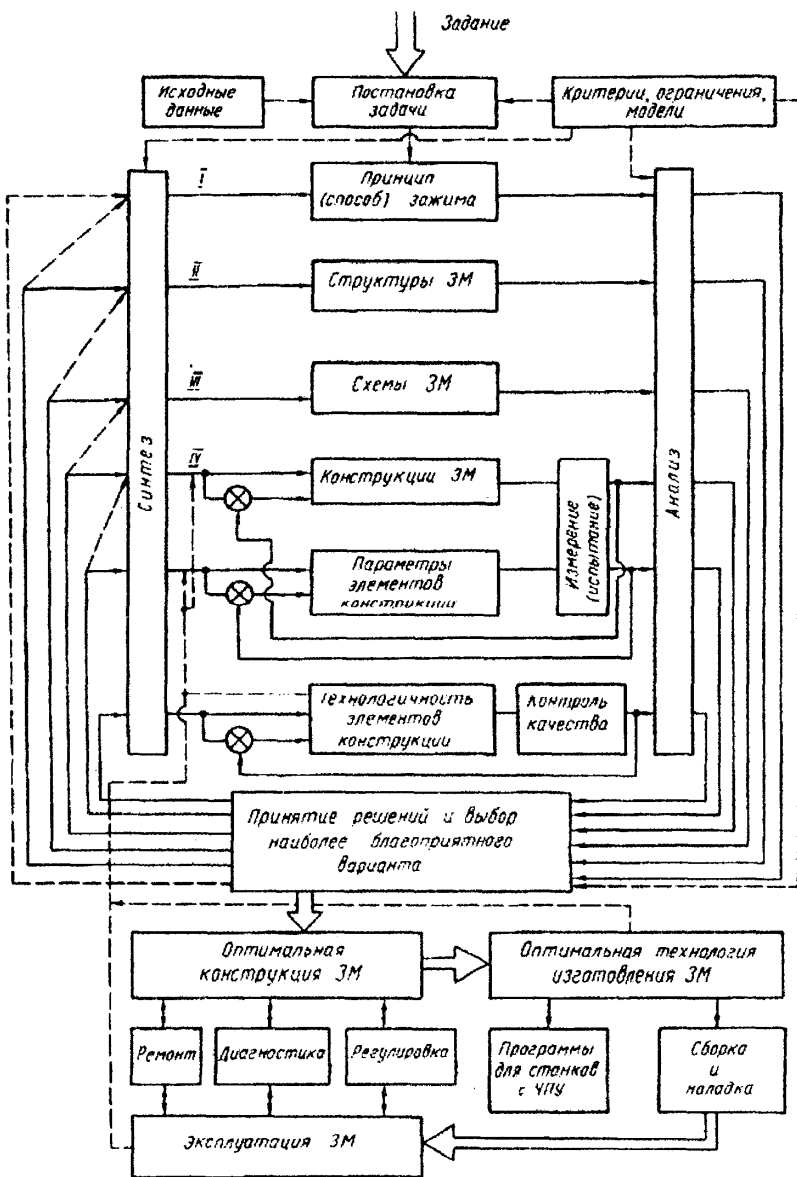


Рис. 5.3. Структура оптимального проектирования, изготовления и эксплуатации ЗМ: I—IV уровни оптимизации

(особенно между принципом и структурой, структурой и схемой ЗМ). Иногда принцип зажима предопределяет структуру ЗМ, 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; 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 (механизированный, гидрофицированный, электрифицированный и т.д.); взаимодействие с механизмом загрузки.

При выборе характера взаимодействия зажимных элементов с деталью, 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.5.2.

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 5.2. К выбору принципа (способа) зажима

Часть ЗМ	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.

5.2. Комплексный показатель качества зажимных механизмов

Оптимальный синтез ЗМ 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 ЗМ. Из-за большого многообразия требований к ЗМ, 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 ЗМ 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 ЗМ, 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 отжатый детали, погрешностей установки, комплектов зажимных патронов (элементов) и переналадок, поломок, износа, трудоемкости, металлоемкости.

Таким образом, задача выбора оптимального ЗМ 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 ЗМ по обобщенному критерию вида [17, 23, 24]:

$$K = \sum_{i=1}^n \alpha_i K_i / [K_i] \rightarrow \min (\max), \quad (5.1)$$

где α_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 α_i [25].

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

$$K = (K_c, K_{ж}, K_{mp}, K_{mo}, K_{\delta}, K_{\delta\alpha}, K_{\delta}, K_{ш}, K_{п}, K_{м}, K_{т}). \quad (5.2)$$

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. 5.3)

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

$$K = \begin{pmatrix} K_1^{(1)} & \dots & K_k^{(1)} & \dots & K_n^{(1)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ K_1^{(i)} & \dots & K_k^{(i)} & \dots & K_n^{(i)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ K_1^{(m)} & \dots & K_k^{(m)} & \dots & K_n^{(m)} \end{pmatrix} \quad (5.3)$$

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

тительности (равноценности) является транзитивным. Таким образом, всегда можно расположить перебираемые варианты ЗМ $i=1,2,\dots,t$ в порядке убывания (невозрастания) их предпочтительности [17, 21].

Таблица 5.3. Составляющие комплексного показателя качества ЗМ на различных уровнях проектирования

Формализуемые показатели на уровнях синтеза	Показатели качества		Зажимного механизма (ЗМ)		Установки	
	приведение к однородному виду	формула	количественные		качественные	
			обоз.	Наименование	обоз.	Наименование
			Качество		Качество	
I ур. способ	$\eta = k/U$	K_c	К.п.д.	C_s	Сила зажима	Точность установки
II ур. структура	$\beta_j, \beta_T = \gamma_x / \gamma$	$K_{ж}$	Относительный коэффициент заделки	$J_{ж}$	Жесткость зажима	
III ур. схема	$1 - \frac{\Delta_p}{[\Delta_p]}$	K_{mp}	Относительное биение	$T_{ур}$		осевая
IV ур. конструкция	$1 - \frac{\Delta_o}{[\Delta_o]}$	K_{mo}	Относительное смещение	T_{yo}		Прочность элементов
	$1 - \frac{\sigma}{[\sigma]}$	K_n	Запас прочности	P_s		Быстродействие
	$1 - \frac{t}{[t]}$	K_b	Запас быстродействия	B_o		Быстроходность
	$1 - \frac{\Delta(\omega)}{[\Delta(\omega)]} \cdot \frac{[n]}{n_{pm}}$	K_{bx}	Запас быстроходности	B_x		Долговечность
	$1 - \frac{D}{[D]}$	K_o	Относительный запас на износ	D_o		Широкий диапазон
	$1 - \frac{\Delta l}{[\Delta l]}$	$K_{ш}$	Коэффициент охвата	$Ш_o$		Металлоемкость
	$1 - \frac{M_z}{M_{zo}}$	K_u	Относительная масса	M_m		Технологичность
	$1 - \frac{N_{ш}}{N_o}$	K_m	Относительная сложность	T_x		

Оценочный коэффициент стабильности	$e^{-\delta_j}$	$e^{-\delta_{ij}}$	$e^{-\delta_{\Delta p}}$	$e^{-\delta_{\Delta \omega}}$	$e^{-\delta_{\sigma}}$	$e^{-\delta_{\alpha}}$				
<p>Примечание. Условные обозначения: k и i - коэффициент усиления и передаточное отношение ЗМ, привода или патрона; β_j - фактический коэффициент заделки, представляющий отношение $\beta_m y / y_n$; β_m - теоретический коэффициент заделки для различных схем закрепления, определяемый по общеизвестным формулам курса «Сопротивление материалов» например, для консолюльно заземленной балки $\beta_m = 3$, для балки на двух опорах $\beta_m = 48$ и т.д.; y_n - отжатие детали в месте нагрузки при абсолютно жесткой заделке, т.е. при β_m; y - фактическое отжатие детали в месте нагрузки; Δd - рабочий диапазон диаметров патрона; ΔD - рабочий диапазон диаметров станка; M_j - масса ЗМ; $M_{3д}$ - общая масса ЗМ и детали (прутка максимальной длины); N_{un} - число шлифуемых классов поверхностей деталей ЗМ; N_n - общее число поверхностей деталей ЗМ; Δ_n - износ в течение гарантированного периода эксплуатации ЗМ; $[\Delta_n]$ - конструктивный запас на износ; D - фактическая долговечность, заданная в часах или циклах; $[\Delta]$ - гарантированный срок службы (в часах или циклах).</p>										

На Ш и П уровнях синтеза ЗМ решение о возможности использования обобщенного критерия (5.3) с частными количественными и качественными критериями сводится по существу к проверке условия, при котором изменение какого-либо частного показателя качества всех ЗМ 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

$$K_i^* = 1 - K_i \quad (5.4)$$

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

$$K_i = \frac{K_i - K_{i\min}}{K_{i\max} - K_{i\min}}, \quad (5.5)$$

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 ЗМ.

В связи с тем, что на характеристики ЗМ прутковых автоматов (функцию Φ) в целом, и патрона, в частности, оказывает влияние отклонение диаметра детали (например, в цанговых патронах – отклонение Δd), то для этого целесообразно в критериях использовать еще один сомножитель типа $e^{-\delta \Phi}$. Этот сомножитель характеризует стабильность (или неравномерность)

показателей ЗМ при отклонениях диаметра прутка, различной схеме приложения нагрузки и т.д.

Показатель радиальной точности может быть представлен как

$$K_{mp} = (1 - \alpha_o^4) \cdot \left[1 - \frac{\sqrt{h_k \sum_{i=2}^l \delta_i}}{\left(\delta_c + h_k + \sum_{i=2}^l \delta_i \right)} \right] \quad (5.6)$$

где $\alpha_o = d_o/d_n$ - коэффициент формы детали, определяемый отношением внутреннего диаметра к наружному; h_k - контактные сближения в сопряжении зажимного элемента с заготовкой; δ_i - допуск на радиальное биение i -той поверхности; δ_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:

$$K_{mp} = \sqrt{\sum_n \Delta_{pzn}^2} / \sqrt{\sum_n \Delta_{pzn}^2 + \sum_l \Delta_{pzi}^2}, \quad (5.7)$$

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

С определенными допущениями можно использовать предельные значения, тогда

$$K_{mp} = \frac{\sum_n \Delta_{pzn}}{\sum_n \Delta_{pzn} + \sum_l \Delta_{pzi}} = \frac{1}{1 + \sum_l \Delta_{pzi} / \sum_n \Delta_{pzn}} \quad (5.8)$$

В некоторых случаях показатель быстродействия может быть представлен как

$$K_{\sigma} = e^{-t/t_{um}} \quad (5.9)$$

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 $K_{\sigma x}$ для высокоскоростных ЗМ 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 ω_{cm}):

$$K_c = K_{m\omega} \cdot K_{\omega}, \quad (5.10)$$

где $K_{\text{мк}} = T_{\omega} / T = 1 - \Delta T_{\omega} / T = 1 - \lambda_{\text{мк}}$ - коэффициент потери радиальной силы зажима в патроне, который по условиям надежной (безопасной) работы не должен быть ниже 2/3; $K_{\omega} = [n] / n_{\text{см}} = [\omega] / \omega_{\text{см}}$ - коэффициент запаса быстроходности.

Итак, скоростной коэффициент ЗМ будет:

$$K_c = \frac{(1 - \Delta T_{\omega} / T) [n]}{n_{\text{см}}} = \frac{(1 - \lambda_{\text{мк}}) [\omega]}{\omega_{\text{см}}} \quad (5.11)$$

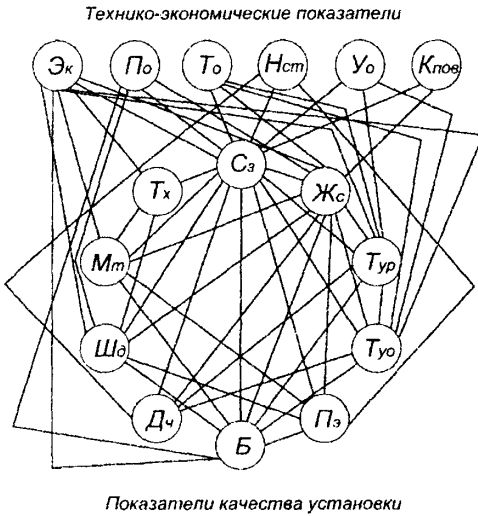


Рис. 5.3. Граф связей и взаимовлияния показателей качества установки с технико-экономическими показателями

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 ЗМ, воспользуемся приемом неформальных процедур [27], построив исходя из структуры процесса установки и резания, граф связей между показателями качества установки (показатель быстроходности K_{ω} не учитывается) и взаимовлияния на технико-экономические показатели пруткового автомата (рис.5.3). Каждая связь (ребро графа) соответствует весу 1.

Ранжирование показателей приведено в табл.5.4, подтвержденное опытом проектирования и эксплуатации ЗМ, а также теоретическими расчетами. Таким образом отношение предпочтения для приведенных к однородному виду показателей при выборе оптимального (рационального) ЗМ будет (знак \succ обозначает предпочтение по важности, знак ∞ - равноценность):

$$K_c \succ K_{\text{ж}} \succ K_{\text{г}} \succ \left\{ K_{\text{мп}} \infty K_{\text{мо}} \right\} \succ K_{\text{ш}} \succ \left\{ K_{\text{н}} \infty K_{\text{м}} \right\} \succ K_{\text{д}} \succ K_{\text{м}} \quad (5.12)$$

Согласно [28] при наличии полной непротиворечивой информации относительную важность каждого показателя можно оценить положительным числом α_i - весовым коэффициентом, обладающим свойством адаптивности, исходя из чего отношениям (5.12) будут соответствовать отношения коэффициентов

$$\alpha_c > \alpha_{ж} > \alpha_{\bar{b}} > (\alpha_{mp} + \alpha_{mo}) > \alpha_{и} > (\alpha_n + \alpha_m) > \alpha_o > \alpha_m; \quad (5.13)$$

$$\alpha_{mp} = \alpha_{mo}; \quad \alpha_n = \alpha_m.$$

Оценивая важность критериев коэффициентами α_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 $\alpha_m = 1/86$; $\alpha_o = 2/86$; $\alpha_n = \alpha_m = 3/86$; $\alpha = 7/86$; $\alpha_{mp} = \alpha_{mo} = 8/86$; $\alpha_{\bar{b}} = 17/86$; $\alpha_{ж} = 18/86$; $\alpha_c = 19/86$.

Таблица 5.4. Ранжировка показателей установки и зависящих от них технико-экономических показателей пруткового автомата

Показатели качества установки	C_z	$Ж_c$	B	T_{yp}	T_{yo}	$Ш_o$	$П_j$	M_m	$Д_ч$	T_x
Веса	15	13	9	8	8	7	6	6	5	4
Технико-экономич. показатели	\mathcal{E}_k	$П_j$	T_o	$У_o$	H_{cm}	T				
Веса	8	4	4	4	3	2				

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

$$K = \Phi = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot K_i, \quad (5.14)$$

причем лучшей стратегии выбора (или оптимизации) должно соответствовать большее значение $K = \Phi$. При нормализованных K_i и α_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 ЗМ 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 ЗМ 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 (5.1) и (5.14) 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_{mp} :

$$\max K_{mp} \rightarrow \min. \quad (5.15)$$

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

В ЗМ передача энергии идет от источника энергии с преобразованиями и усилениями к исполнительному звену, создающему необходимую силу зажима объекта (заготовки, детали, инструмента, рабочего органа или его элемента) для надежного его удерживания в процессе выполнения технологических и вспомогательных операций. Такую передачу энергии можно представить в виде силовых потоков от привода к патрону (табл.5.5), 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 ЗМ и его энергетические показатели.

Рассмотрим на примере цанговых ЗМ.

Для цанговых патронов характерно наличие передаточно-усилительного звена (ПУЗ), чаще всего выполненного в виде конуса, ось которого совпадает с осью шпинделя (патрона). Таким образом, в традиционных схемах цанговых ЗМ последнее звено силового потока имеет следующее сочетание сил (табл.5.5, поз.2): осевая S_{Σ} - радиальная T_{Σ} , нормальная к поверхности зажима. Выбор принципов цангового или другого вида зажима, в том числе неизвестного, сводится к реализации сочетаний сил: 1) осевая S_{Σ} - осевая S_{Σ} ; 2) осевая S_{Σ} - окружная $P_{окр}$; 3) окружная $P_{окр}$ (крутящий момент) - радиальная T_{Σ} ; 4) радиальная T_{Σ} - радиальная T_{Σ} и т.д. Возможно сочетание направлений силового потока как из 3 по 2, так и из 3 по 3. Например, осевой силой S_{Σ} создаются радиальная сила зажима T_{Σ} и крутящий момент $M_{кр}$ (табл.5.5, поз.10).

Таким образом, сочетания сил S_{Σ} , T_{Σ} , $P_{окр}$ (M_y) 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 5.5. Силовые потоки в системе привод-патрон ЗМ при зажиме вращающихся объектов

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

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

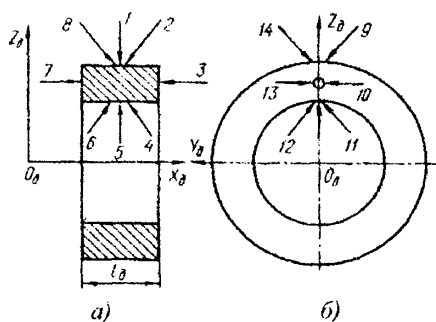


Рис. 5.4. К выбору типа зажимного патрона по направлению результирующего усилия зажима

ренный; 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.5.6): рычажные (Р), клиновые (К), мембранные (М), упругие (У) и их сочетания. По типу ПУЗ часто определяется название зажимного патрона.

В замкнутой системе ЗМ силовой контур зажимного патрона (табл.5.7) 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_{Σ} или моментом M_{Σ} , от привода, создающими направление зажимного усилия. В плоскости оси детали существует 8 (рис.5.4,а), а в перпендикулярной плоскости – 6 таких направлений (рис.5.4,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.5.8. При выборе принципа зажима необходимо руководствоваться такими, критериями, как конструктивная целесообразность, совершенство структуры и схемы, стоимость изготовления, энергоёмкость, надежность работы, габариты, металлоёмкость, технологичность и т. д.

Таблица 5.6. Параметры передаточно-усилительных звеньев зажимных патронов

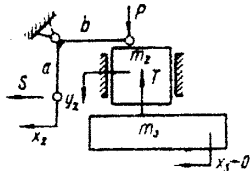
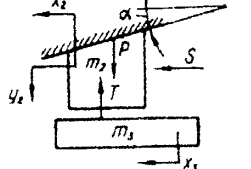
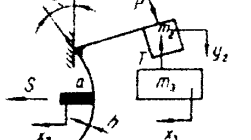
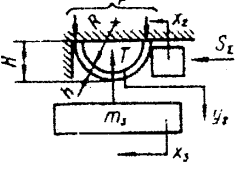
Код	Схема ПУЗ и структура патрона с обозначением степеней свободы системы П - Д	Тип, передаточное отношение	Ход ЗЭ y_2 , мм
Р		Рычажное $\frac{y_2}{x_2} = \frac{b}{a}$	1...10
К		Клиновое $\frac{y_2}{x_2} = \operatorname{tg} \alpha$	0,2...4
М		Мембранное $\frac{y_2}{x_2} = f(S, a, b, h, \vartheta, \dots)$	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 5.7. К выбору типа зажимного патрона по силовому контуру и замыканию

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

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

Таблица 5.8. К выбору способа цангового зажима прутка

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

Принцип зажима во многом определяется типом и размерами детали. Прутковая заготовка характерна изменяемым соотношением диаметрально-длинных параметров (табл.5.9) 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 5.9. Классификация деталей типа тел вращения по безразмерным коэффициентам диаметрально-длинных параметров

Длиновой параметр				Толщина t	Высота H			Длина L		
Параметр металло-емкости	d	$\beta_i (\beta_m)$		$\rightarrow 0$	≤ 1			> 1		
		α_d	α_i	$\geq 0,001$ $\leq 0,01$	$\geq 0,01$ $\leq 0,1$	$\geq 0,1$ ≤ 1	≥ 1 $\leq 3 \dots 5$	$\geq 3 \dots 5$ $\leq 10 \dots 20$	≥ 20 ≤ 1000	≥ 1000
Сплошная	$= 0$	$= 0$	$= 0,5$	Пластина	Диск	Блин	Ось Палец	Вал	Пруток Штанга	Проволока
Толсто-стенная	$\neq 0$	> 0	$< 0,5$	Мембрана	Шайба	Кольцо	Втулка	Цилиндр Шпиндель	Ствол Труба	Труба
Тонко-стенная		$< 0,8$	$> 0,1$	Прокладка						
	Пустотелая	$\neq 0$	$> 0,8$ $\rightarrow 1$	$< 0,1$ $\rightarrow 1$	Пружинное кольцо		Гильза		Трубка	

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

Поиск принципов зажима, структур ЗМ и устройств регулирования и стабилизации силовых характеристик ЗМ можно проводить, используя комбинаторные алгоритмы, представляющие комбинаторные вычисления из набора специальных методов и приемов, например, техники «игры на двоичность». Алгоритм суммирования абстрактного числа единиц позволяет решать задачу «в лоб». При этом систему ЗМ записывают (морфологическое описание) в виде слова, например, из четырех разрядов по функциональному описанию ϵ_T и общей структуре ЗМ (рис.5.5).

Зажимной механизм с функцией ϵ_T - привод (Пр) с функцией ϵ_S (Э1) + патрон (П) с функцией ϵ_K (Э2) + два дополнительных устройства, каждое из которых изменяет по одной функции (или одно устройство, изменяющее две функции), т.е. Э3 и Э4. Используя технику «игры на троичность», полагаем, что нулевому значению функции соответствует цифра (0), положительному (+1), отрицательному – (-1). Таким образом, для ЗМ количество ячеек памяти (при числе элементов структуры $n=4$) равно $3^n = 3^4 = 81$ и хранение информации выглядит в виде множества ячеек памяти (табл.5.10). В общем случае ЗМ с точки зрения стабилизации или регулирования силовой характеристики может иметь вес функций от -4 до +4. При весе функции ϵ_T , равном нулю, ЗМ имеет

стабильную радиальную силу зажима $T_{\Sigma} = const$, не зависящую от отклонения диаметра заготовки Δd , так как $\varepsilon_T = 0$.

Таблица 5.10. Ячейки памяти в двоичной системе для направленного поиска ЗМ с заданными силовыми характеристиками

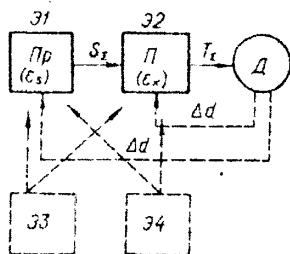


Рис. 5.5. Структурно-функциональная схема ЗМ

Ячейки памяти	ЗМ с функциями				Вес функции ε_T
	ε_S		ε_K		
	ε_1	ε_2	ε_3	ε_4	
1	0	0	0	0	0
2	0	0	0	1	1
3	1	0	0	0	1
4	1	0	0	1	2
5	1	-1	-1	1	0
6	1	-1	0	1	1
7	1	-1	0	0	0
...
41	1	1	1	1	4
81	-1	-1	-1	-1	-4

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

5.4. Особенности структурно-схемного синтеза зажимных механизмов

Структурно-схемный синтез ЗМ можно осуществить варьированием структур и схем для наилучшего решения на необозримом (в смысле полного перебора) множестве известных и неизвестных в инженерной практике вариантов. Подход к структурной оптимизации [1, 14, 7] использован для синтеза структур и схем ЗМ прутковых автоматов с применением специальных методов и приемов, разработанных в Киевском политехническом институте. Методы структурно-схемной оптимизации являются дальнейшим развитием и расширением методов параметрической оптимизации IV уровня (см. рис.5.3).

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

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

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

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

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

5.5. 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 ЗМ. Затем проводят морфологический анализ схем с использованием приемов перестановки, сочетания, установления последовательности работы, обеспечения функций зажимными элементами и передаточно-усилительными звеньями, вводят различные связи, выбирают их место. Этим методом в сочетании с методами комбинаторики получены различные структуры и схемы патронов [14].

Приемы расчленения ЗЭ (рис.5.6) 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.5.7) согласно теории графов только в плоскости $X-Y$ (рис.5.7,а) при образовании дерева полного графа (рис.5.7,б,в) число вариантов неизоморфных деревьев на вершинах $p = 7$ (рис.5.7,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.5.11). Для неполного расчленения по осям X и Y число неизоморфных вариантов будет больше, так как число сочетаний $n = 4$ по $r = 2,3,4$ $C_{nn} = 11$. При комбинированном расчленении только основного ЗЭ число вариантов схем $C_k = C_n + C_{nn} = 11 + 15 = 26$. 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.

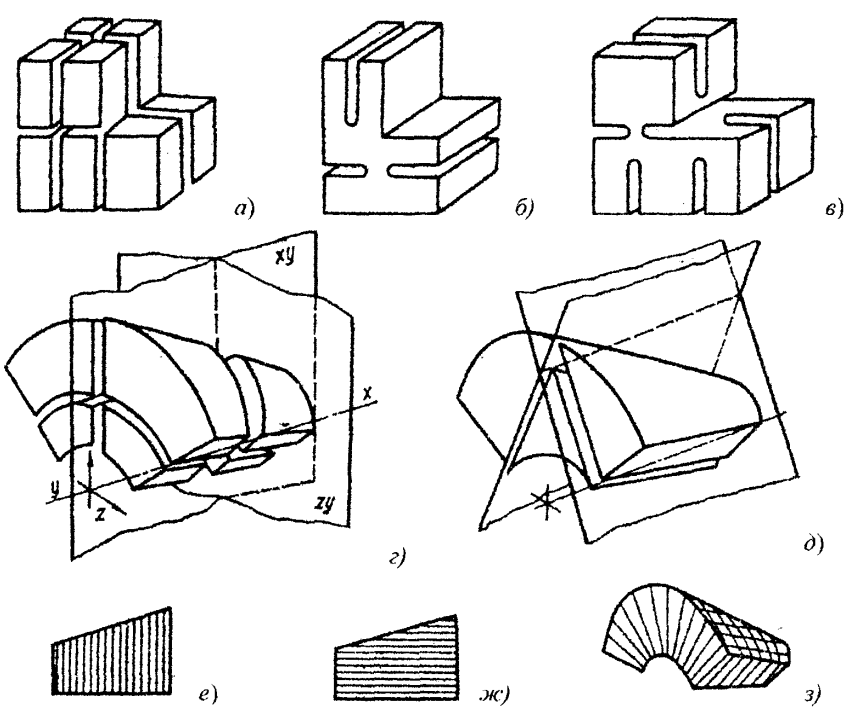


Рис. 5.6. Варианты расчленения (дифференцирующих функций) зажимных элементов: а, з) полное продольное и поперечное; б, в) неполное продольное и поперечное; д) полное гранное; е) полное многократное (многослойное) поперечное; ж) полное многократное (многослойное) продольное; з) полное многократное (многослойное) продольное и поперечное, образующее сыпучую или текучую среду

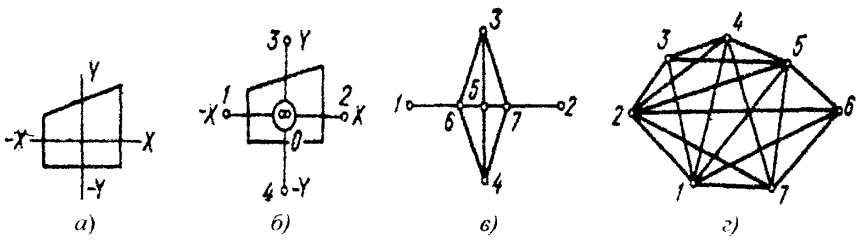


Рис. 5.7. Последовательность образования дерева полного графа структуры зажимного патрона эвристическим приемом расчленения зажимного элемента с клиновым ПУЗ в продольном сечении плоскости X-Y

Таблица 5.11. 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)		$-y \begin{matrix} \diagup \\ X \end{matrix}$	X—Y (204)	
$-x \text{---} x$	—XX (102)		$-x \begin{matrix} \diagup \\ Y \end{matrix}$	—X—YY (10 304)	
	—YY (304)		$y \begin{matrix} \diagup \\ X \end{matrix}$	X—YY (20 304)	
$-y \text{---} y$	—XY (103)		$-x \begin{matrix} \diagup \\ X \end{matrix}$	—XXY (10 102)	
$-x \text{---} y$	—X—Y (104)		$-y \begin{matrix} \diagup \\ X \end{matrix}$	—XX—Y (40 102)	
	XY (203)		$-x \begin{matrix} \diagup \\ Y \end{matrix}$	—XX—YY (1 0 20 304)	
<i>Неполное расчленение</i>					
\cdot	XOY0 (0)		$-x \begin{matrix} \diagup \\ Y \end{matrix}$	—X0—Y (14)	
$-x \text{---} 0$	—X0 (1)		$\begin{matrix} S \\ \diagup \\ -y \end{matrix} \text{---} x$	X0—Y (24)	
$0 \text{---} x$	X0 (2)		$\begin{matrix} y \\ \diagup \\ 0 \end{matrix} \text{---} x$	X0Y (23)	
	Y0 (3)		$-x \begin{matrix} \diagup \\ 0 \\ Y \end{matrix}$	—X0Y0—Y (134)	
$-y \text{---} 0$	—Y0 (4)		$\begin{matrix} y \\ \diagup \\ -y \end{matrix} \text{---} x$	X0Y0—Y (234)	
$-x \text{---} 0 \text{---} x$	—X0X (12)		$-x \begin{matrix} \diagup \\ 0 \\ X \end{matrix}$	—X0X0Y (123)	
	Y0—Y (34)		$-x \begin{matrix} \diagup \\ 0 \\ Y \end{matrix} \text{---} x$	—X0X0—Y (124)	
$-x \text{---} \frac{y}{2}$	—X0Y (13)		$-x \begin{matrix} \diagup \\ 0 \\ Y \end{matrix}$	—X0X0Y0—Y (1234)	

Расчленение может быть полным (продольное, поперечное, угловое, звездой, гранное), неполным и комбинированным (табл.5.12), 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 выравнивания эюр 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.5.11) 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.5.13). 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 $K_{ж} = K_{mp} = \sum \alpha_n + \mathcal{E}_Y + \mathcal{E}_\Delta \rightarrow \max$ - показатель жесткости;

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

Таблица 5.12. 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 5.13. Система баллов для частных показателей качества структур патрнов, 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 осевая	$K_{т.р}$		—	•	Δ	/
	$K_{т.о}$	—		/	Δ	•
Прочность	$K_{п}$	/	•		—	Δ
Быстродействие	$K_{д}$	/	Δ	•		—
Долговечность	$K_{д}$	Δ	/		•	—
Широкодиапазонность	$K_{ш}$	Δ	/		•	—
Металлоемкость	$K_{м}$	•	/	Δ	—	
Технологичность	$K_{т}$	•	—	/		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.5.14); \mathcal{E}_Y и \mathcal{E}_X - эффекты расчленения, характеризующие степень увеличения радиальной жесткости, точности зажима и зависящие от вида и направления (табл.5.15); $\mathcal{E}_{ПВЗ}$ - эффект технологичности, зависящий от типа ПУЗ (табл.5.16); $n_{ПВЗ}$ - количество ПУЗ в патроне.

Таблица 5.14. Весовые коэффициенты α_n зажимных элементов

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

Таблица 5.15. Значения эффектов расчленения зажимного элемента

Эффект	Расчленение			
	полное		неполное	
	однаправленное	двунаправленное	однаправленное	двунаправленное
\mathcal{E}_Y	2,0	2,0	0,5	1,0
\mathcal{E}_X	-0,25	-0,5	0,25	0,5

Таблица 5.16. 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 β_X/β_Y к той или иной оси (направлению расчленения) значения эффект изменяются следующим образом: $\mathcal{E}_{\beta_X} = \mathcal{E}_X \cos \beta_X$; $\mathcal{E}_{\beta_Y} = \mathcal{E}_Y \cos \beta_Y$.				

С введением различных связей (рис.5.8) 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.5.8,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.5.9).

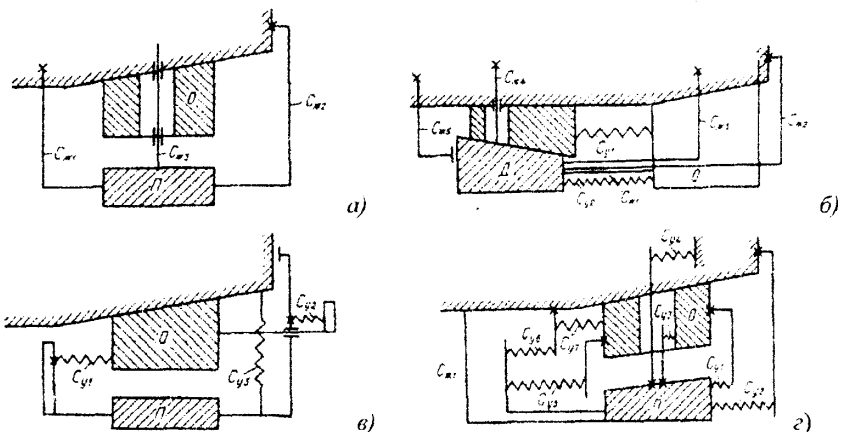


Рис. 5.8. Варианты жестких ($C_{ж}$) и упругих ($C_{уп}$) связей элементов в зажимных патронах: а, б) с цилиндрической цангой; в) с двойным зажимом; г) самонастраивающиеся; О – основной, Д – дополнительный, П – промежуточные зажимные элементы

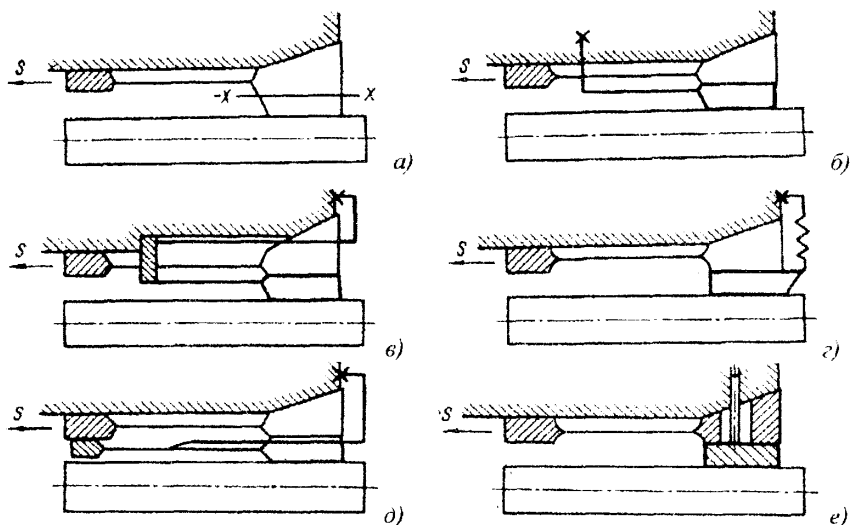


Рис. 5.9. Схемы высокоточных цанговых патронов, синтезированные полным продольным расчленением (табл. 5.11, код 102): а) исходный патрон (прототип); б-е) связи цилиндрической цанги со шпинделем (корпусом) соответственно внутри шпинделя (байонет, поджим или стопор), внутри шпинделя и снаружи (поджим), снаружи шпинделя через упругий фланец, снаружи шпинделя через лепесток, внутри шпинделя через губку; X – место жесткой связи; S – осевая сила зажима

Цанговые патроны с двойным зажимом (рис.5.10) 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.5.8,б). Положительный эффект от таких патронов — высокая жесткость зажима. При отсутствии жесткой связи основной или дополнительной цанги со шпинделем такое расчленение имеет недостаток затяжных цанг — оттягивание детали при зажиме. Избавиться от этого недостатка можно, например, вводя жесткую связь дополнительного ЗЭ со шпинделем и переставляя его (вершины конусов основного и дополнительного ЗЭ обращены в противоположные стороны).

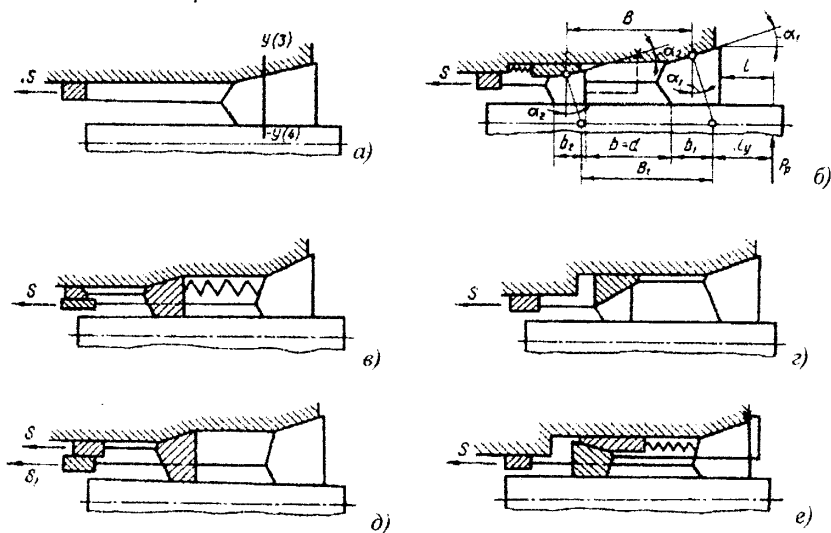


Рис. 5.10. Схемы цанговых патронов с двойным зажимом, синтезированные полным поперечным расчленением (табл. 5.11, код 304): а) исходный патрон (прототип); б) связь основной цанги с приводом через дополнительную при жесткой связи между собой; в) связи основной цанги с приводом и через упругий элемент с дополнительной; г) связи дополнительной цанги с приводом и по конусу с основной; д) 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 цанги или кулачков патрона с различными передаточно-усилительными звеньями (рис.5.8,з). Создана серия СЦП с различными связями (рис.5.11).

Патроны (рис.5.11,а), содержащие цангу 1, клинья 2 с углом в пределах угла самоторможения, подпружиненные пружиной 3 относительно упорного диска 4, целесообразно применять на многошпиндельных токарных автоматах. Для одношпиндельных автоматов целесообразно применять СЦП с нажимной втулкой 5 (рис.5.11,б), где упором пружин 3 служит гайка 4, навинченная на шпиндель. Для зажима тонкостенных труб с равномерно распределенным усилием целесообразно применять патроны (рис.5.11,в) с числом зажимных элементов 6, 9 и более, расположенных в окнах фланца и подпружиненных, например, мембраной 4. Для повышения жесткости зажима за счет увеличения базы целесообразно применять СЦП со шпонкой 6 в пазах цанги 1 (рис.5.11,е), с дополнительной неподвижной цангой 3 (рис.5.11,д), усилие которой передастся от конусной подпружиненной втулки 7, и с плавающим люнетом в виде сдвоенных клиньев 9 и 10, подпружиненных пружиной 8 (рис.5.11,е). Для повышения технологичности конструкции СЦП и удобства сборки в губках цанги 1 (рис.5.11,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 – кулачков (рис.5.12,а). Разработаны схемы цанговых патронов с двойным зажимом (рычажно-клиновых, клино-рычажных, клино-упругих, клино-мембранных) при наличии одной связи с приводом (рис.5.12,б-д).

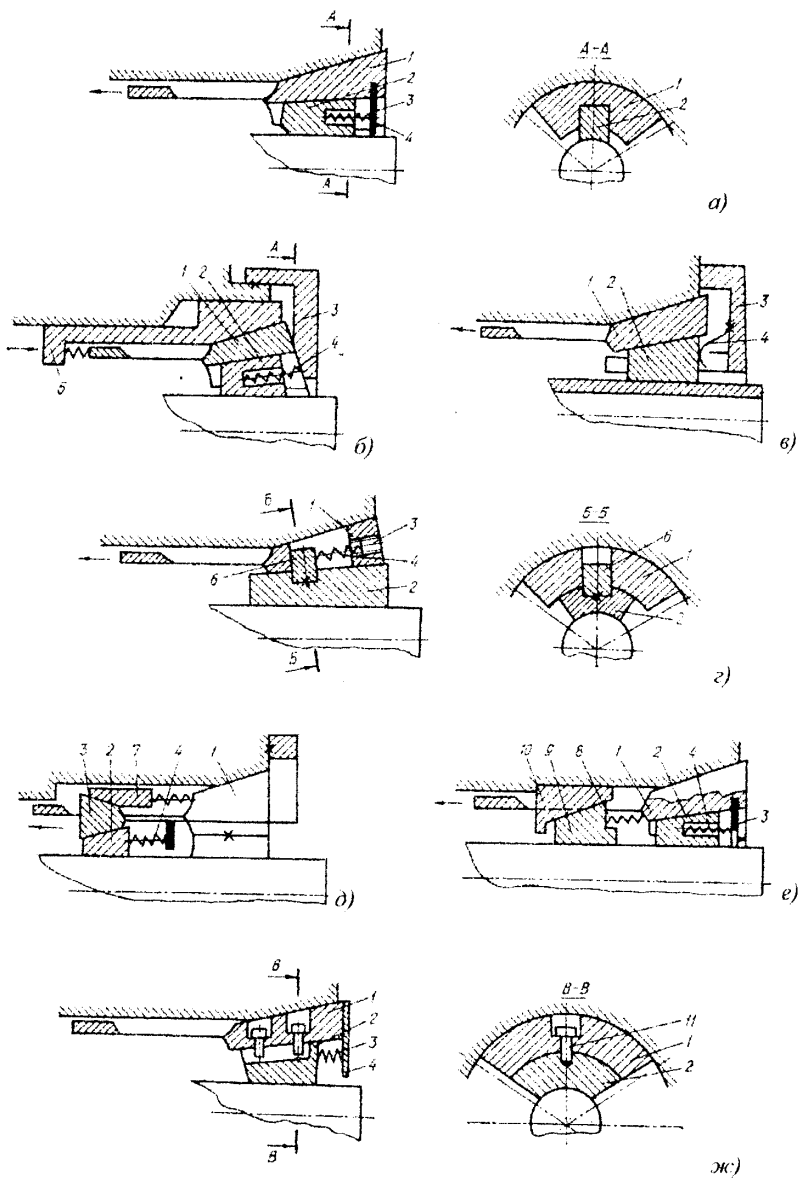


Рис. 5.11. Схемы СЦП

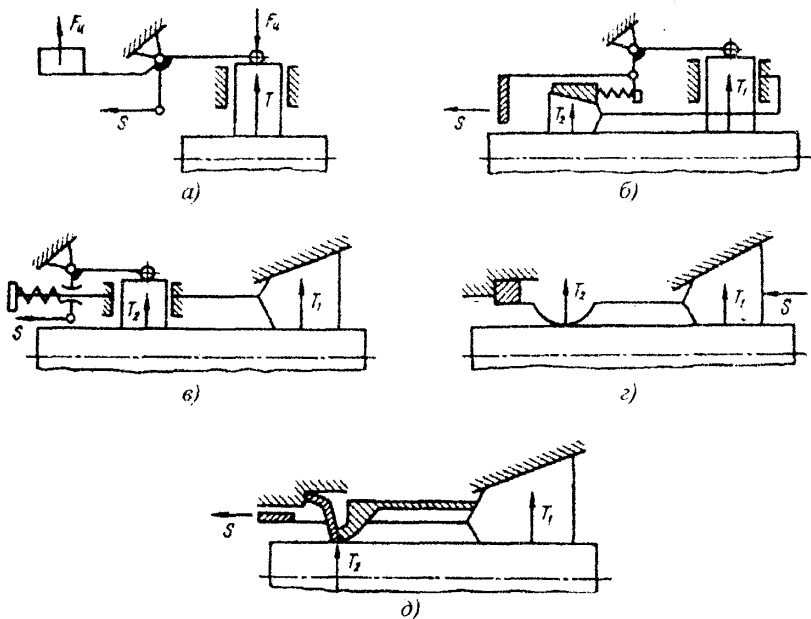


Рис. 5.12. Синтезированные схемы патронов с различными связями и сочетаниями ПУЗ: а) рычажный (Р) с уравниванием для компенсации центробежных сил F_u ; б) рычажно-клиновой (Р-К); в) клино-рычажный (К-Р); г) клино-упругий (К-У); д) клино-мембранный (К-М); S — осевая сила зажима, T_1, T_2 — радиальная сила зажима основным и дополнительными зажимными элементами

5.6. Задачи оптимального синтеза зажимных механизмов

Выбор конструкции ЗМ и расчет его оптимальных параметров является завершающей стадией (IV уровень, рис.5.1) оптимального конструирования с анализом его работы в процессе зажима-разжима и при резании. В ЗМ параметрическая оптимизация должна быть поэтапной: 1) из условия обеспечения требуемого технологического процесса находится оптимальная сила зажима детали в патроне; 2) по важности характеристик патрона определяются его оптимальные параметры, и рассчитывается входная сила от привода зажима; 3) исходя из минимального расхода энергии для открытого

контура привода (иногда и для закрытого) и высокого к.п.д. (или коэффициента усиления) для закрытого контура оптимизируются интегральные параметры (давление, жесткость упругого звена, передаточные отношения); 4) исходя из габаритов, вписываемости в конкретные пространства, минимальной металлоемкости, высокой прочности, долговечности и заданного быстродействия оптимизируются геометрические параметры приводов и патронов с дальнейшим кинематическим и динамическим исследованием с целью корректировки характеристик и подбора мощности источника и преобразователей энергии. Процесс конструирования ЗМ (рис.5.13) 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 весовости значения по одному из важных показателей или по комплексному показателю. Число p членов ряда может оказаться значительно меньшим количества членов i множества $B (p < i)$. При выборке конструкций начинается параметрическая оптимизация.

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

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

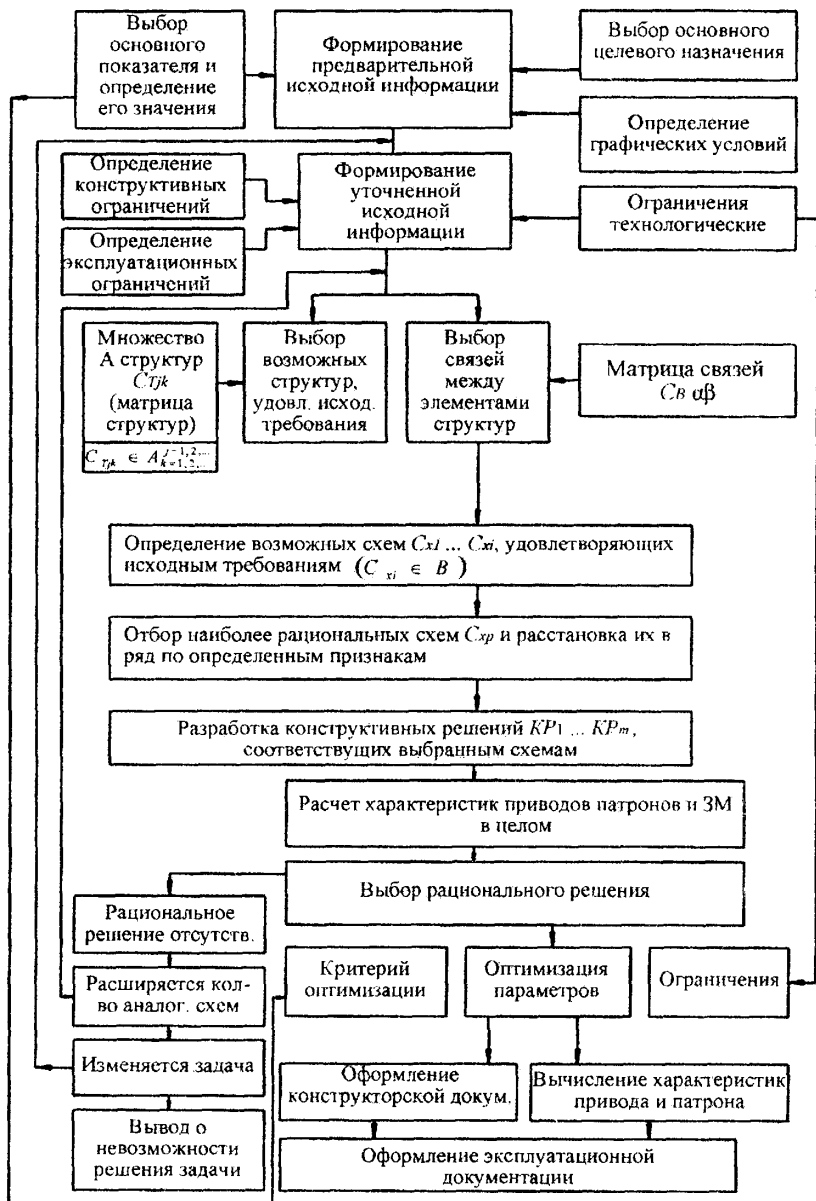


Рис. 5.13. Алгоритм оптимального проектирования приводов и патронов ЗМ

какой-либо величине значения, например, число разрезов или элементов желательнее делать кратным 360° , число дополнительных зажимных элементов равным или кратным числу основных зажимных элементов и т.д. В задачах параметрической оптимизации целевая функция, или ограничения (или то и другое) могут быть линейные и нелинейные. Наличиенелинейностей 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).

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

При параметрической оптимизации патронов широкого назначения в качестве целевой функции выбирается комплексный показатель качества [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

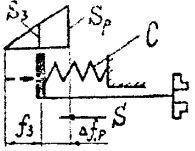
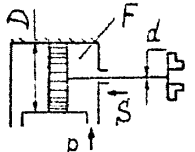
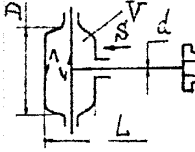
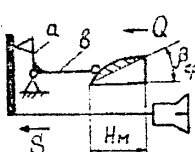
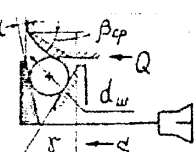
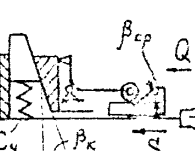
оптимизируемых параметров. Например, при оптимизации габаритов стандартных зажимных цапг, определяемых длиной губки и лепестка, решение задачи методом линейного программирования рассматривалось с народнохозяйственных позиций, связанных с расходом металла на заготовки для цапг. Оптимизация параметров 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.

Примеры постановки задач параметрического синтеза приводов зажима различных структур и схем приведены в табл.5.17 и рис.5.14, где в качестве основного критерия – целевой функции выбраны расход энергии, время срабатывания, мощность зажима-разжима или максимальный коэффициент усиления. Если для варьируемых (оптимизируемых) параметров нелинейные целевые функции имеют явный экстремум, то при оптимизации одного или нескольких параметров может использоваться классический метод нахождения экстремумов по первой производной [5, 6, 7]. Учитывая, что условие обращения в нуль частных производных является необходимым, но недостаточным условием экстремума, все найденные точки подвергаются дополнительной проверке. Для этого можно вычислить значения функции \hat{O} для всех найденных точек и найти среди них наибольшие и наименьшие значения. Если экстремальные значения достигаются на границах области ОДР, то следует решать задачу на условный экстремум, например, методом множителей Лагранжа [7, 34].

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

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

Таблица 5.17. Задачи параметрического синтеза приводов зажима

№ п/п	Структура и схема привода		Варьируемые (оптимизируемые) параметры	Целевая функция	Основные условия и ограничения
1	силовое замыкание	пружинный	 $C_y, L_n,$ D_n, n_e	$\downarrow \mathcal{O} = \mathcal{O}_s + \mathcal{O}_p$	$H_3 \geq x_T;$ $\Delta f_p = const;$ $C_{np} = const$
2		гидравлич.	 $p, F,$ D, d	$\downarrow \Sigma Q = Q_s + Q_{ym}$	$H_3 \geq x_T;$ $t_s = const$
3		пневматич.	 $V, D,$ L, d	$\downarrow \Sigma Q = Q_s + Q_p$	$P_6 = const;$ $F = const;$ $H_3 \geq x_T$
4	геометрическое замыкание	рычажный	 $i_u(\beta_{cp});$ $i_p(b)$ профиль $\beta = var$	$\uparrow K_{np} = K_p K_u$ $\downarrow A_{зж}$	$a = const;$ $i_{np} = i_p i_u =$ $= const;$ $H_3 \geq x_T$
5		роликовый	 $i_u(\beta_{cp});$ $i_u(\gamma)$ профиль $\beta(\gamma) = var$	$\uparrow K_{np} = K_u K_M$ $\downarrow A_{зж}$	$\alpha = const;$ $d_u = const$ $i_p = i_u i_M =$ $= const;$
6		самонастраив.	 $C_y, P_{np\max},$ z_k β_{cp}	$\downarrow t_{ch}$ $\downarrow Q$	$\beta_k \leq 2\varphi;$ $t_{cu} = t_{ci};$ $C_{np} = const;$ $H_M = const;$ $i_{np} = const$

$$S \geq S_{\min}, \quad x_T = (0,5 \Delta d + \Delta_{\min}) / i_n$$

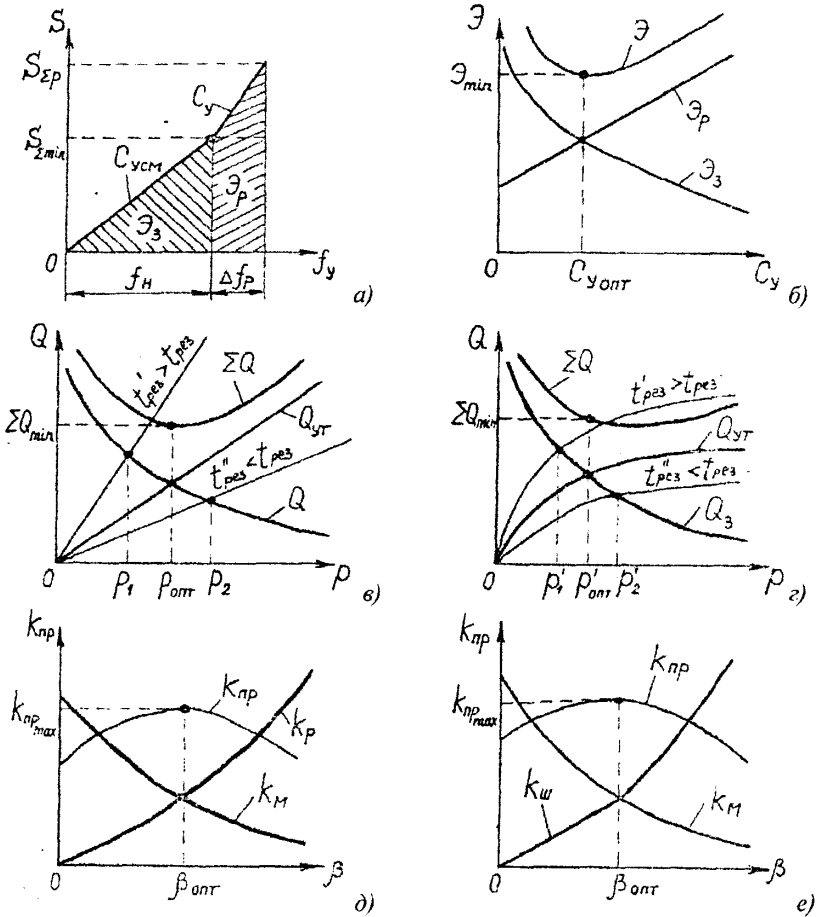


Рис. 5.14. Рабочие характеристики приводов зажима при оптимизации одного из параметров по заданным целевой функции и ограничениям

Литература к главе 5

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., Сокурено Ю.А. Решение задач оптимизации в управлении машиностроительным производством. – Л.: Машиностроение, 1976.- 232с.
4. Васильев Г.Н. Автоматизированный расчет и моделирование механизмов и узлов металлорежущих станков. – Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1978, вып. 298.- с.41-45.
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 весовых коэффициентов при оптимальном проектировании узлов машин. – В кн.: Автоматизация проектно-конструкторских и технологических работ в машиностроении. – Тула: 1979.-с.68-72.
10. Клепчин Ф.С., Кузьменко Ю.А. Оценка конструкции зажимного механизма с гидромеханическим самотормозящим приводом по комплексному критерию сравнения. – Тр. Ульянов. 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 механизмов // Вестник НТУУ «Киевский политехнический институт». Серия машиностроение. – 1998.- №33.- с. 82-106.
13. Кузнецов Ю.Н. Направления развития цанговых зажимных механизмов. – Вестник машиностроения, 1981, №2.- с.60-63.
14. Кузнецов Ю.Н. Оптимальный синтез зажимных механизмов. – К.: О-во «Знание» УССР, 1980.- 26с.
15. Кузнецов Ю.М. Теория развязания творчих задач. – К.: ТОВ «ЗМОК»-ПП «ГНОЗИС», 2003.- 294с.
16. Кузнецов Ю.Н., Кухарец 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 цанговых патронов. – Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1983, вып. 32.- с. 56-61

19. Кузнецов Ю.Н., Вачев А.А. Принципы создания самонастраивающихся и широкодиапазонных зажимных механизмов. – К.: О-во «Знание» УССР. 1985.- 24с.
20. Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Дубняк С.А. Теорія технічних 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. – Йошкар-ола: Марийское книжное издательство, 1976.- 152с.
23. Моисеев Н.Н. Численные методы в теории оптимальных систем. – М.: Наука, 1971.- 316с.
24. Моисеев 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 решений 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. Понтрячин 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.П. Липатова. – М.: Мир, 1980.- 476с.
31. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник/ Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под ред. Ю.Н. Кузнецова. – К.: Техника; София: Гос. Изд-во «Техника», 1988.- 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.

УДК 621.881
К89
ББК 34.544я2

Кузнецов Ю. Н. , Волошин В. Н. , Неделчева П. М., Эль-Дахаби Ф. В. К89
“Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием”: Монография. В 2-х ч. Ч.1: Основные сведения и принципы создания зажимных механизмов/ Под ред. Ю. Н. Кузнецова. – К: 2009. – 270 с., ил.

ISBN 978 – 966 – 8840 – 69 – 2

Монография подводит итог последних лет работы в области зажимных механизмов и посвящена проектированию, исследованию и эксплуатации новых зажимных механизмов металлорежущих станков, обеспечивающих высокопроизводительную и прецизионную обработку деталей в условиях автоматизированного механосборочного производства.

Рассмотрены принципы создания, схемы и конструкции высокоточных, самонастраивающихся, высокоскоростных, широкодиапазонных, быстроперналаживаемых и многофункциональных зажимных механизмов станков-автоматов, станков с ЧПУ, в том числе с параллельной кинематикой. Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований характеристик зажимных механизмов, методы их расчета, регулирования и стабилизации.

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

Отпечатано издательство ООО «Гнозис».
Подписано в печать 12.03.2010. Гарнитура Times New Roman.
Бумага офс. Печать офсетная.
Тираж 400 экз.

1007-9



КУЗНЕЦОВ Юрий

Доктор технических наук
Родился 24.06.1940 г.

Научные интересы: со-
временное поколение и их мет-

В 1962 г. окончил КПИ.

Защитил диссертацию, а в 1984 г. в МВТУ им. Баумана докторскую.

Автор 700 научных трудов, среди них 400 изобретений,
2 стандарта СССР, 52 книги. Автор первого в СССР полуавто-
мата для обточки алмазов.

Засл. изобретатель УССР, засл. работник народного обра-
зования Украины, засл. преподаватель КПИ, Doctor Honoris
Causa ТУ-Габрово, академик АН ВΟΥ.



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 метал-
лорежущих станков; зажимные механизмы для высокоскорост-
ной 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 13 научных статей, 1 учебное пособие, 8 па-
тентов на изобретения.



НЕДЕЛЧЕВА Пенка Милкова

Кандидат технических наук, доцент ТУ-Габрово, докторант
НТУУ «КПИ».

Родилась 10.06.1955 г. в г. Габрово.

Научные интересы: разработка основ теории эволюции цан-
говых механизмов; автоматизация инженерного труда.

В 1980 г. окончила КПИ, а в 2004 г. защитила кандидатскую
диссертацию в НТУУ «КПИ». Автор 87 научных трудов, среди
них 15 научных статей, 8 учебных пособий, 3 патента на изо-
бретения.



ЭЛЬ-ДАХАБИ Фарук Вахид

Кандидат технических наук, преподаватель Дейр-
Аммарского технического института.

Родился 01.05.1976 г. в г. Дейр-Аммар.

Научные интересы: создание высокоскоростных зажимных
патронов металлорежущих станков.

В 2001 г. окончил НТУУ «КПИ», а в 2006 г. защитил в
НТУУ «КПИ» кандидатскую диссертацию. Автор 15 научных
трудов, среди них 7 научных статей и 5 патентов на изобре-
тения.